F 923
KAT

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

R
REFERALVA
40 1078

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

1

ANUL XI
1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

1853

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

1

ANUL XI

1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACTIE

Acad. I. S. GHEORGHIU; R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI—*redactor responsabil adjunct*; G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar ştiinţific*; C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSENBERG.

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacţia: BUCUREŞTI, Şos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul XI, nr. 1 1961

SUMAR

Pag.

Sarcinile de cercetare ale Institutului de energetică pe anul 1961 9

ENERGETICĂ GENERALĂ

CONSTANTIN GUŢU, Asupra condiţiilor generale ale repartiţiei sarcinilor între centrale corespunzătoare pierderilor minime în reţelele electrice . 15

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

E. RUCKENSTEIN, Structura stratului şi mecanismul transferului de căldură sau de masă în cazul stratului fluidizat 23

N. ANTONESCU şi colaboratori, Asupra unor procese tranzitorii ce influenţează alegerea inerţiei termice a cazanelor industriale 49

G. BĂRĂNESCU, O metodă de calcul a procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului la motoarele în doi timpi cu baleiaj în echicurent 55

V. PIMSNER, Contribuţie asupra unei metode de mărire a forţei de tracţiune a motorului turboreactor 63

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, I. NISTOR, H. MANDEL şi C. IONESCU, Cercetări privind folosirea raţională a huilelor de gaz Lupeni, Uricani şi Vulcan pentru obţinerea cocsului metalurgic. III. Cercetări în faza pilot privind studiul influenţei granulaţiei cărbunilor asupra calităţii cocsului 83

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

R. RĂDULEŢ şi A. IFRIM, Contribuţii la teoria frînelor de inducţie (electromagnetice) cu disc neferomagnetic 99

AL. FRANSUA, O metodică de proiectare a servomotorului bifazat cu rotorul în formă de pahar 123

ECATERINA ARIE, Caracteristici nodale ale unui sistem electroenergetic şi metode pentru determinarea lor experimentală. I. Caracteristici nodale de putere ale sistemelor electroenergetice interconectate radial în regim staţionar 143

S. IONESCU şi M. POMÎRLEANU, Introducerea efectelor reglajului automat în calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice 181

NOTE 203

RECENZII 211

DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ 217

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome XI, n° 1 1961

SOMMAIRE

Page

Plan des recherches scientifiques de l'Institut d'Energétique pour l'année 1961 9

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

CONSTANTIN GUŢU, Sur les conditions générales de la répartition des charges entre les centrales, correspondant aux pertes minima dans les réseaux électriques 15

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

E. RUCKENSTEIN, Structure de la couche et mécanisme du transfert de chaleur ou de masse, dans le cas d'une couche fluidisée 23

N. ANTONESCU et collaborateurs, Sur quelques processus transitoires capables d'influencer le choix de l'inertie thermique des chaudières à vapeur industrielles 49

G. BĂRĂNESCU, Une méthode de calcul pour le processus du changement de la charge du cylindre dans les moteurs à deux temps à balayage à équicourant 55

V. PIMSNER, Contribution à une méthode pour augmenter la force de traction du moteur turboréacteur 63

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, I. NISTOR, H. MANDEL et C. IONESCU, Recherches sur l'emploi rationnel des houilles de gaz de Lupeni, Uricani et Vulcan pour obtenir du coke métallurgique. III. Recherches dans la phase pilote concernant l'étude de l'influence de la granulation des charbons sur la qualité du coke 83

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

R. RĂDULEŢ et A. IFRIM, Contributions à la théorie des freins électromagnétiques à disque non ferromagnétique 99

AL. FRANSUA, Une méthode pour l'élaboration des projets de servo-moteurs diphasés à rotor à cylindre creux 123

ECATERINA ARIE, Caractéristiques nodales d'un système électro-énergétique et méthode pour les déterminer expérimentalement. I. Caractéristiques nodales de puissance des systèmes électro-énergétiques radialement interconnectés, en régime stationnaire 143

S. IONESCU et M. POMÎRLEANU, Introduction des effets du réglage automatique dans le calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques 181

NOTES 203

COMPTES RENDUS 211

DE L'ACTIVITÉ DE L'INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE 217

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том XI, № 1 1961

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Научные задачи института энергетики на 1961 г. 9

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

КОНСТАНТИН ГУЦУ, Общие условия распределения нагрузок между электрическими станциями, соответствующие минимальным потерям в электрических сетях 15

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

Е. РУКЕНШТЕЙН, Структура слоя и механизм переноса тепла или массы в случае кипящего слоя 23

НИКОЛАЕ АНТОНЕСКУ и сотрудники, О переходных процессах, влияющих на выбор тепловой инерции паровых котлов промышленного назначения 49

Г. БЭРЭНЕСКУ, Метод расчета процесса изменения наполнения рабочей смесью двухтактных двигателей с прямоточной продувкой . . . 55

В. ПИМСНЕР, Метод увеличения реактивной силы турбореактивного двигателя 63

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛУМ, И. НИСТОР, Х. МАНДЕЛЬ и К. ИОНЕСКУ, Исследования рационального использования каменного угля „Лупень", „Урикань" и „Вулкан" для получения металлургического кокса. III. Исследования в фазе-пилот в целях изучения влияния грануляции угля на качество кокса 83

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

РЕМУС РЭДУЛЕЦ и АЛЬФОНС ИФРИМ, Вклад в теорию индукционных (электромагнитных) тормозов с неферромагнитным диском . 99

А. ФРАНСУА, Методика проектирования двухфазного серводвигателя с полым ротором 123

ЕКАТЕРИНА АРИЕ, Характеристика узла некоторой электроэнергетической системы и методы ее определения опытным путем. I. Узловые характеристики мощности электроэнергетических взаимосвязанных систем в стационарном режиме 143

С. ИОНЕСКУ и М. ПОМЫРЛЯНУ, Введение эффекта автоматического регулирования в расчет динамических режимов электроэнергетических систем 181

ЗАМЕТКИ 203

РЕЦЕНЗИИ 211

ИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ 217

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ÎN ATENŢIA AUTORILOR LUCRĂRILOR PREZENTATE SPRE PUBLICARE ÎN REVISTA „STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ"

1. Revista „Studii şi cercetări de energetică" publică rezultate originale ale unor cercetări teoretice şi experimentale în domeniile : energetică generală, termoenergetică şi termotehnică, tehnologia combustibililor, electroenergetică şi electrotehnică — sub formă de articole sau note.

2. Temele abordate trebuie să prezinte interes pentru economia naţională, sau să reprezinte contribuţii la rezerva ştiinţifică de viitor. Nivelul lucrărilor trebuie să corespundă celor mai recente realizări ştiinţifice şi tehnice din domeniul respectiv. Se cere ca lucrarea să conţină — unde este necesar — verificări experimentale, sau să prezinte realizări concrete. Se va acorda o deosebită atenţie concluziilor practice şi analizei tehnico-economice necesare pentru a fixa importanţa aplicării în practică a lucrării.

3. Revista mai cuprinde şi rubricile : „Discuţii", „Note", „Din activitatea Institutului de energetică", „Recenzii".

4. Cu privire la structura articolelor se recomandă următoarele :

a) Introducerea va avea ca scop : situarea lucrării pe fondul cunoştinţelor actuale şi desemnarea obiectivelor urmărite ; de asemenea indicarea metodelor utilizate.

b) Tratarea lucrării va trebui să fie unitară şi cît mai concisă. Diferitele aspecte discutate vor fi evidenţiate la nevoie prin subcapitole, numerotate după clasificarea zecimală şi prevăzute cu subtitluri. În deducerile matematice se vor preciza premisele, ipotezele, simplificările adoptate şi se vor discuta rezultatele, erorile, posibilităţile şi comoditatea aplicării. Deducerile matematice se vor reduce la minimum ; ele se pot prezenta în anexe, spre a uşura citirea şi urmărirea fondului lucrării.

c) Concluziile vor sintetiza rezultatele obţinute, indicîndu-se limita de valabilitate şi aplicaţiile posibile.

d) Bibliografia trebuie să fie cît mai completă. Se va indica : numele autorului, pronumele sau iniţialele, titlul în limba în care a apărut ; pentru periodice : titlul periodicului (cu utilizarea prescurtărilor recomandate de I.S.O./R. 4), numărul volumului sau anului, numărul fasciculei, data fasciculei (între paranteze), pagina referită (sau prima şi ultima pagină citată) ; pentru cărţi şi publicaţii separate : tomul sau volumul, eventual partea sau capitolul ; ediţia, locul de apariţie ; editura prescurtat, anul apariţiei, pagina. Datele bibliografice se trec la sfîrşitul articolului în ordinea citării în text. În lucrare trimiterile la bibliografie se dau prin numere de ordine închise în paranteze pătrate.

e) Rezumatul (1/2—1 pagină) va fi întocmit în raport cu volumul articolului şi va cuprinde concluziile principale.

5. Lucrările propuse spre publicare vor fi predate în 4 exemplare, dactilografiate pe cîte o singură pagină la două rînduri (2000 semne pe pagină), fără corecturi, intervenţii manuscrise sau în culori.

Unul din exemplare va fi exemplarul original (dactilografiat cu panglică) pe hîrtie netransparentă.

6. Se recomandă ca articolele publicate în „Studii şi cercetări de energetică" să nu depăşească 15 pagini dactilografiate.

7. Titlul articolului va fi urmat eventual de subtitlu, de pronumele şi numele autorului sau autorilor. Se va indica data şi locul prezentării în şedinţă publică.

8. Mărimile, unităţile, simbolurile, scrierea formulelor se vor utiliza în conformitate cu standardele de stat în vigoare, sau în lipsa acestora în conformitate cu dispoziţiile sau uzanţele internaţionale. Formulele se vor scrie de mînă cît mai citeţ, în tuş, astfel încît să apară cît mai clar indicii şi exponenţii.

Se vor numerota formulele principale, numerotarea făcîndu-se în continuare, cu cifre arabe aşezate între paranteze rotunde.

Manuscrisele se vor trimite la sediul Institutului de energetică, Bucureşti, Şos. Vitan nr. 236, raionul Tudor Vladimirescu.

SARCINILE DE CERCETARE ALE INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ PE ANUL 1961

Planul de cercetări al Institutului de energetică pe anul 1961 se încadrează în tematica de perspectivă alcătuită în lumina Directivelor celui de-al III-lea Congres al P.M.R. S-a avut permanent în vedere indicația dată în Raportul de activitate al C.C., prezentat de tovarășul Gh. Gheorghiu-Dej, conform căreia : „Folosirea rațională a resurselor energetice și gospodărirea judicioasă a rezervelor de combustibili au o importanță deosebită pentru mărirea eficacității întregii economii. . .” *).

Astfel, o pondere însemnată — aproape 60% — au, în activitatea științifică a Institutului pe 1961, temele privind asigurarea bazei energetice a industriei grele, de la fabricarea unui cocs metalurgic de bună calitate din cărbuni energetici, pînă la utilizarea cu randamente superioare a ligniților și a combustibililor lichizi și gazoși în instalații de ardere. O deosebită atenție se acordă problemelor legate de aspectele tehnico-economice ale valorificării complexe și raționale a resurselor de energie. Puternicul avînt pe care-l va cunoaște electrificarea țării noastre în viitorii 6 ani este reflectat în preocupările privitoare la dezvoltarea și modernizarea sistemului electroenergetic și la îmbunătățirea funcționării și exploatării mașinilor electrice.

Activitatea științifică a institutului se va desfășura pe trei linii principale : de cercetare, atacînd pe baze teoretice și experimentale, teme noi sau continuînd teme începute în anii trecuți, legate de aspectele principale din domeniul energeticii ridicate de dezvoltarea economiei națio-

---

*) Raport la cel de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn, Ed. politică, București, 1960, p. 27.

nale ; de aplicație, în vederea urmăririi și sprijinirii aplicării în practică a soluțiilor elaborate pînă în prezent de institut precum și a lărgirii domeniului lor de aplicabilitate ; de asistență tehnică, pentru acordarea de ajutor tehnico-științific marilor unități industriale în vederea rezolvării diferitelor probleme energetice concrete.

Marea majoritate a temelor din planul de cercetare urmăresc — după cum s-a arătat — studierea aspectelor legate de asigurarea unei baze energetice corespunzătoare ritmului impetuos de creștere al industriei grele prevăzut de Directivele celui de-al III-lea Congres al P.M.R.

Astfel, dat fiind faptul că, așa cum se menționează în raportul prezentat de tovarășul Gh. Gheorghiu-Dej la cel de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn, „pentru acoperirea nevoilor de combustibil va trebui dezvoltată treptat extracția lignitului, care va fi consumat în proporție de 60—65%, în termocentrale...”*) ; se continuă pe un front larg studiile privind metode și instalații de ardere a ligniților. Se urmărește atît deservirea necesităților imediate ale economiei naționale ca de pildă : realizarea de mori ventilator pentru cazane de 50 t/h sau de grătare cu împingere răsturnată, pentru cazane de 6,5 t/h cît și pentru obținerea unor randamente superioare, la nivelul tehnicii mondiale, prin intensificarea arderii ligniților în unități termoenergetice de foarte mare putere. Acest din urmă obiectiv necesită cercetări teoretice și experimentale sistematice asupra caracteristicilor energetice ale ligniților, cunoașterea acestora determinînd în cea mai mare măsură căile optime pentru valorificarea lor energo-tehnologică.

Parte din temele planului de cercetare au ca obiect definitivarea soluțiilor privind asigurarea industriei noastre siderurgice cu cocs de bună calitate, pe bază de materii prime indigene. Metoda de fabricare a cocsului brichete din cărbuni energetici ca și cea urmărind reducerea conținutului de sulf din cocsul metalurgic vor fi supuse în 1961 încercărilor experimentale în fază semiindustrială, pe instalația de la Calan prevăzută în Directivele celui de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn.

Reflectînd importanța energetică crescîndă a combustibililor lichizi și gazoși, în special a gazelor de joasă presiune în apropierea zăcămîntului, relativ multe teme ale planului de cercetare au drept obiectiv, pentru prima oară în țara noastră, cercetarea sistematică și complexă a posibilităților de ardere rațională a acestor combustibili. Atacarea aspectelor științifice fundamentale ale problemelor respective se face simultan și în strînsă legătură cu cerințele concrete, ridicate de nevoile practice ime-

*) *Op. cit.*, p. 28.

diate, ca de pildă, arderea combustibililor lichizi grei la rafinării, arderea combustibililor gazoşi în termocentrale etc.

În plan sînt prinse şi probleme ale industriei constructoare de maşini, urmărind ridicarea continuă a nivelului tehnic, îmbunătăţirea calităţii, creşterea randamentului şi a economicităţii acestora. Astfel, de pildă, cercetarea fenomenelor energetice care au loc în motoarele cu aprindere prin comprimare este menită să sprijine realizarea în ţară a unor motoare Diesel perfecţionate, iar studiile privind parametrii funcţionali şi constructivi ai maşinilor sincrone de mare putere să deservească direct industria noastră electrotehnică. Se urmăreşte de asemenea, realizarea unor cazane de încălziri centrale, cu randamente superioare.

Dezvoltarea sistemului electroenergetic naţional, prin extinderea reţelelor de transport şi a staţiilor de transformare care să ducă, după cum subliniază tov. Gh. Gheorghiu-Dej, la creşterea gradului de interconexiune a puterii instalate în centrale electrice pînă la 95 la sută în 1965*), ridică numeroase probleme de cercetare ştiinţifică. Dintre acestea, unele de mare importanţă, ca de pildă : determinarea nivelului de izolaţie a liniilor electrice de înaltă şi foarte înaltă tensiune, optimizarea repartiţiei automate a sarcinilor în sistemul electroenergetic naţional, regimuri tranzitorii la reglarea automată a tensiunilor, frecvenţei şi puterilor etc. intră în preocupările de cercetare ale Institutului de energetică pe 1961.

Pe linia trasată de documentele celui de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn, care subliniază rolul cercetării ştiinţifice în soluţionarea problemelor tehnico-economice pe care le ridică dezvoltarea economiei naţionale, Institutul de energetică va continua în 1961 cercetările complexe, privind bilanţul energetic naţional şi predeterminarea necesarului de energie şi putere precum şi problemele tehnico-economice ale valorificării complexe a resurselor energetice.

Planul de aplicaţie cuprinde teme avînd drept scop sprijinirea fabricării în serie a grătarului cu împingere răsturnată, a morii ventilator şi a cazanului Vuia, agregate energetice realizate de industrie pe baza cercetărilor efectuate în cadrul Institutului.

Strînsa colaborare dintre institut şi industrie va contribui în acest fel la traducerea în viaţă a unei importante sarcini subliniată de tovarăşul Gh. Gheorghiu-Dej : „punerea la punct a fabricaţiei unor cazane de tip industrial, consumînd ligniţi şi combustibili superiori, cu randamente ridicate"**).

*) *Op. cit.*, p. 31.
**) Raport la cel de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn, p. 28.

În direcția realizării „recuperării căldurii conținute în gazele de evacuare și refolosirii energiei din resurse secundare" *) se va urmări aplicarea recomandărilor institutului pentru folosirea arderii cu recirculație la cuptoarele de tratament termic ale Uzinei „Ernst Thälmann" din Brașov. O atenție deosebită se va acorda experimentării pe un parc de o sută de autocamioane a metodei elaborate în anii trecuți în cadrul institutului, urmărind reducerea consumului specific de carburanți în vederea generalizării ei. Institutul de energetică a efectuat pînă în prezent numeroase studii privind utilizarea energetică a presiunii de zăcămînt a gazelor naturale, studii care au avut prețioase aplicații practice (compresorul cu jet, eliminarea umidității gazelor naturale etc.). Creșterea considerabilă a producției de gaz metan prevăzută pe anii 1960—1965 (13,3 miliarde m^3 în 1965 față de 5,8 miliarde în 1959) ridică în fața institutului sarcina de a continua să urmărească modul în care se introduc în practică rezultatele obținute de cercetările sale în acest domeniu, colaborînd cu industria pentru continua lor îmbunătățire și adaptare la noile condiții de exploatare.

Institutul a căutat ca, în măsura posibilităților de care dispune, să acorde asistență tehnică departamentelor industriale la rezolvarea diferitelor probleme energetice concrete specifice domeniului lor de activitate.

Astfel, au fost incluse teme referitoare la reducerea consumului de energie în industrie, la modernizarea schemelor de acționare electrică a granicului, la îmbunătățirea performanțelor realizate de motoarele cu ardere internă fabricate la Uzinele „Steagul Roșu" — Brașov etc.

Obiectivele de cercetare pe care Institutul de energetică și le-a propus pentru 1961 sînt fixate pe linia strîngerii legăturii dintre teorie și practică, ele reflectă preocupările Institutului de a răspunde sarcinilor trasate de partid în domeniul energeticii, sarcini a căror importanță este oglindită de aprecierea tovarășului Gh. Gheorghiu-Dej din raportul la cel de-al III-lea Congres al P.M.R.: „Mersul înainte al economiei naționale este condiționat de creșterea corespunzătoare a BAZEI ENERGETICE" **).

Conștient de acest adevăr, exprimat atît de limpede și concis de partid, întregul personal al Institutului de energetică a pornit la lucru hotărît să-și aducă prin rezolvarea în ritm susținut și la un nivel științific superior, contribuția sa la creșterea corespunzătoare a bazei energetice a țării noastre. Recentele Directive ale Comitetului Central al P.M.R.

*) *Op. cit.*, p. 27.
**) *Ibid.*, p. 28.

cu privire la criteriile principale ale intrecerii socialiste în cinstea aniversării a 40 de ani de la înființarea Partidului Comunist din Romînia au găsit cercetătorii institutului în plină activitate creatoare și au constituit un puternic imbold pentru ridicarea acesteia la un nivel și mai înalt.

Îndrumați de Directivele Partidului, colectivele de cercetare ale Institutului și-au îndreptat atenția în și mai mare măsură spre acele teme menite să ducă la îmbunătățirea sensibilă a calității echipamentului energetic realizat pînă în prezent.

O importantă acțiune dusă în acest sens de institut a constituit-o organizarea unei sesiuni științifice festive în cinstea aniversării a 40 de ani de la înființarea Partidului Comunist din Romînia. Sesiunea a avut drept scop prezentarea și discutarea principalelor realizări ale institutului în această direcție, reliefîndu-se posibilitățile de introducere a lor în practică și căile pe care este necesar să se dezvolte cercetările respective în viitor.

Astfel s-au discutat probleme privind utilizarea calculatoarelor electronice la ridicarea calității muncii în proiectare și cercetare, realizarea instalațiilor moderne de ardere a ligniților, căile de fabricare și ameliorare a cocsului metalurgic etc.

Toate aceste preocupări sînt legate atît de obiectivele generale trasate în Directive, în special de obiectivul principal, lupta pentru o calitate superioară a produselor, cît și de unele obiective specifice diferitelor ramuri industriale, ca de pildă reducerea consumului specific de combustibil, modernizarea echipamentului energetic etc.

De asemenea, în cadrul unei însuflețite adunări, la 25 aprilie 1961, salariații institutului au adoptat un șir de angajamente, adresînd în același timp o chemare tuturor colectivelor institutelor de cercetări științifice în domeniile tehnicii, fizicii și chimiei, pentru a aduce o contribuție tot mai mare la traducerea în viață a prevederilor Directivelor C.C. al P.M.R.

Prilejuind un nou și puternic avînt al activității științifice a institutului, glorioasa aniversare a partidului a determinat o și mai strînsă legătură a cercetărilor institutului cu principalele obiective ale economiei naționale, o și mai accentuată punere a lor în slujba construirii socialismului în patria noastră.

ASUPRA CONDIȚIILOR GENERALE ALE REPARTIȚIEI SARCINILOR ÎNTRE CENTRALE CORESPUNZĂTOARE PIERDERILOR MINIME ÎN REȚELELE ELECTRICE

DE

CONSTANTIN GUȚU

În legătură cu extinderea continuă a rețelelor electrice și în legătură cu unele confuzii apărute în literatură, se pune întrebarea dacă se poate recomanda sistemelor energetice aplicarea în practică a unui criteriu de repartiție care să conducă la pierderi minime în rețele. La această întrebare răspunsul este negativ. Totuși, studiul acestui criteriu are importanță din alte puncte de vedere.

În primul rînd, în anumite situații valoarea pierderilor, dedusă pe baza condițiilor de minim, poate reprezenta un punct de reper pentru adoptarea măsurilor de îmbunătățire a regimului rețelei respective.

În al doilea rînd, în sistemele energetice moderne, cu rețele electrice foarte întinse, influența pierderilor de transport asupra repartiției sarcinilor între centrale este o problemă cu consecințe economice tot mai importante. Pentru aprecierea acestor consecințe este util să se poată studia separat repartiția bazată pe criteriul pierderilor în rețele.

Relațiile deduse în lucrare permit o abordare mai generală a acestor probleme. În același timp, ele pot servi ca instrument de comparație a criteriului pierderilor în rețele cu alte criterii de repartiție aplicate în sistemele energetice.

★

Problema condițiilor necesare și suficiente pentru realizarea unei repartiții corespunzătoare pierderilor minime în rețele electrice ale sistemelor energetice este analizată în [1]... [5].

Dintre lucrările citate se remarcă printr-o tratare mai amănunțită [3] și [5]. Bolotov [3] studiază repartiția puterilor active separat de repartiția puterilor reactive și deduce condițiile de minim pentru fiecare caz în parte. Kamenski [5] deduce condițiile respective în ipoteza

că sarcinile sînt neinductive. Ambii autori, la fel ca și alții citați mai sus, analizează rețele de configurație simplă.

În lucrarea de față, condițiile generale și suficiente pentru ca repartiția sarcinilor între centrale să conducă la pierderi minime în rețeaua electrică a sistemului sînt deduse pentru rețele de configurație arbitrară. Totodată condițiile deduse țin seama de legătura reciprocă existentă între repartiția puterilor active și a celor reactive.

★

Fie un sistem energetic avînd n surse de alimentare numerotate de la 1 la n, τ consumatori notați $\alpha, \beta, \ldots, \tau$ și o rețea electrică de configu-

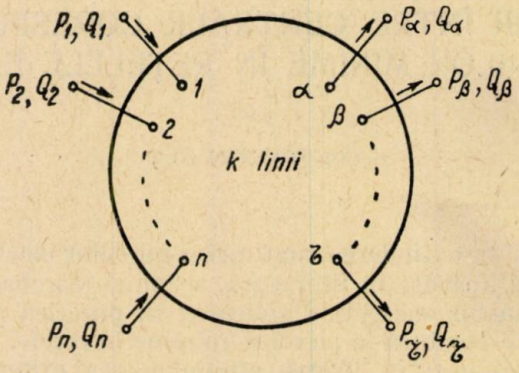


Fig. 1

rație arbitrară, în general buclată, cuprinzînd k linii notate I, II, III, ..., k. În rîndul surselor de alimentare se includ centralele electrice și liniile de interconexiune care debitează energie activă și reactivă în rețea, precum și stațiile sau agregatele de compensare care produc numai energie reactivă.

Dacă se trasează o linie imaginară care să separe rețeaua de toate sursele și de toți consumatorii de energie electrică atunci sistemul electric poate fi reprezentat simbolic ca în figura 1.

În fiecare linie a rețelei electrice au loc pierderi de putere activă prin efect Joule-Lenț a căror valoare depinde de tensiune, de puterea activă și reactivă la intrare sau la ieșire și de derivatele acestor puteri în raport cu timpul

$$\Delta P_k = \Delta P_k \left(U_k,\ P_k,\ Q_k,\ \frac{dP_k}{dt},\ \frac{dQ_k}{dt} \right).$$

Suma pierderilor din toate liniile reprezintă pierderile rețelei electrice a sistemului

$$P_\Delta = \Delta P_{\mathrm{I}} + \Delta P_{\mathrm{II}} + \ldots + \Delta P_k.$$

Prin metode cunoscute din teoria rețelelor, puterile care circulă prin fiecare linie pot fi exprimate în funcție de puterile P_i și Q_i injectate în rețea. În acest caz se poate scrie.

$$P_\Delta = P_\Delta\left(U, P_i, Q_j, \frac{dP_i}{dt}, \frac{dQ_i}{dt}\right) \qquad (i = 1,2,\ldots,n).$$

Dacă frecvența curentului este constantă, atunci puterile P_ι și Q_ι ($\iota = \alpha, \beta, \ldots, \tau$) absorbite de către consumatori depind numai de timp și de tensiunea în punctul considerat

$$P_\iota = P_\iota(t, U_\iota) \text{ și } Q_\iota = Q_\iota(t, U_\iota),$$

iar suma sarcinilor active, respectiv reactive ale consumatorilor, este o funcție de timp și de tensiune

$$\begin{aligned} P_\Sigma &= P_\alpha + P_\beta + \ldots + P_\tau = P_\Sigma(t, U_\iota), \\ Q_\Sigma &= Q_\alpha + Q_\beta + \ldots + Q_\tau = Q_\Sigma(t, U_\iota). \end{aligned} \qquad (1)$$

Dacă frecvența curentului este constantă, atunci puterile P_i și Q_i ($i = 1,2,\ldots,n$) injectate în sistem depind și ele numai de timp și de tensiunea în punctul considerat

$$P_i = P_i(t, U_i) \text{ și } Q_i = Q_i(t, U_i).$$

În orice moment, puterile P_i și Q_i trebuie să aibă valori care să satisfacă bilanțul de puteri ale sistemului electric

$$\begin{aligned} F_P &= P_1 + P_2 + \ldots + P_n - P_\Delta - P_\Sigma = 0, \\ F_Q &= Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_n - Q_\Delta - Q_\Sigma = 0. \end{aligned} \qquad (2)$$

Într-un interval de timp determinat $t_2 - t_1$ (de obicei o zi), sarcina sistemului are un ciclu de variație redat prin curba de sarcină. În acest interval de timp pierderile în linii pot fi reprezentate și ele prin curbe a căror formă variază în timp în funcție de circulația de puteri care are loc, deci în funcție de contribuția fiecărei surse la acoperirea curbei de sarcină a sistemului.

Se pune întrebarea cum să se repartizeze această curbă de sarcină între cele n surse de alimentare pentru ca pierderile de energie în rețele să fie minime, adică să se realizeze relația

$$W_\Delta = \int_{t_1}^{t_2} P_\Delta \, dt = \min., \qquad (3)$$

care este expresia matematică a criteriului analizat. Simultan, cu relația (3) trebuie să fie satisfăcute restricțiile (2).

Se observă că funcția W_Δ depinde de o serie de alte funcții care, la rîndul lor, depind de timp și de tensiune. Așadar W_Δ este o funcțională iar criteriul de repartiție $W_\Delta = \min.$ se poate formula astfel: care este forma pe care trebuie să o ia $P_\Delta(t)$ pentru ca ținînd seama de restricțiile (2) să devină o extremală a lui W_Δ?.

Conform unei teoreme cunoscute din calculul variațional [9], această problemă de extremum cu condiții, de tip Lagrange, se poate reduce la o problemă de extremum fără condiții scriind ecuațiile diferențiale ale lui Euler pentru integrala

$$I = \int_{t_1}^{t_2} \Phi(t)\, dt, \tag{4}$$

în care

$$\Phi(t) = P_\Delta + \lambda_P(t) F_P + \lambda_Q(t) F_Q, \tag{5}$$

este funcția auxiliară a lui Lagrange, λ_P și λ_Q sînt doi parametri pentru moment necunoscuți care depind de timp prin intermediul lui P_Σ și Q_Σ iar F_P și F_Q sînt funcțiile de timp care exprimă restricțiile (2).

Ecuațiile diferențiale ale lui Euler pentru integrala (4) sînt de forma

$$\frac{\partial \Phi}{\partial P_i} - \frac{d}{dt}\frac{\partial \Phi}{\partial \frac{dP_i}{dt}} = 0, \tag{6}$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial Q_i} - \frac{d}{dt}\frac{\partial \Phi}{\partial \frac{dQ_i}{dt}} = 0.$$

Relațiile (6) împreună cu restricțiile (2) constituie un sistem de $2n + 2$ ecuații din care se pot determina cele $2n$ puteri necunoscute P_1, $P_2, \ldots, P_n$, $Q_1, Q_2 \ldots Q_n$ și parametri λ_P și λ_Q în așa fel încît $P_\Delta(t)$ să fie o extremală a lui W_Δ.

Pentru a satisface relația (3) va mai fi necesar să se demonstreze că extremumul realizat este un minim.

Înainte de a căuta soluțiile ecuațiilor (6) este necesar să se observe că dintre toate mărimile cu care s-a construit funcția auxiliară a lui Lagrange doar pierderile active și reactive depind de viteza de variație a sarcinilor, adică de derivatele acestora din urmă în raport cu timpul.

Spre deosebire de alte mărimi ale sistemului energetic, cum ar fi pierderile de căldură în cazan sau pierderile de regularizare în lacurile de acumulare, care depind în mod sensibil de procesele tranzitorii, P_Δ și Q_Δ depind într-o măsură mult mai mică de viteza de variație a sarcinilor. Această situație, care se explică în special prin inerția neglijabilă a proceselor electrice în raport cu inerția proceselor termice și mecanice, permite neglijarea termenilor secunzi din ecuațiile generale (6) care devin

$$\frac{\partial \Phi}{\partial P_i} = 0, \qquad \frac{\partial \Phi}{\partial Q_i} = 0, \qquad (i = 1,2,..,n). \tag{7}$$

Dacă se mai observă că pentru fiecare $i \neq j$ $\frac{\partial P_j}{\partial P_i} = \frac{\partial P_j}{\partial Q_i} = \frac{\partial Q_j}{\partial P_i} = \frac{\partial Q_j}{\partial Q_i} = 0$ atunci ținînd seama și de (2), ecuațiile (7) devin

$$\begin{aligned} &\frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \lambda_P\left(1 - \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} - \frac{\partial P_\Sigma}{\partial P_i}\right) + \lambda_Q\left(-\frac{\partial Q_\Delta}{\partial P_i} - \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial P_i}\right) = 0, \\ &\frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i} + \lambda_Q\left(1 - \frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i} - \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial Q_i}\right) + \lambda_P\left(-\frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i} - \frac{\partial P_\Sigma}{\partial Q_i}\right) = 0. \end{aligned} \tag{8}$$

Relațiile (8) se pot simplifica dacă se admite o ipoteză utilizată curent în calculul rețelelor și anume că tensiunile la consumator sînt practic constante. În acest caz, din

$$\begin{aligned} &\frac{\partial P_\Sigma}{\partial P_i} = \sum_\iota \frac{\partial P_\iota}{\partial U_\iota}\frac{\partial U_\iota}{\partial P_i}; \qquad \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial P_i} = \sum_\iota \frac{\partial Q_\iota}{\partial U_\iota}\frac{\partial U_\iota}{\partial P_i}, \qquad (i = 1, 2, \ldots, n) \\ &\frac{\partial P_\Sigma}{\partial Q_i} = \sum_\iota \frac{\partial P_\iota}{\partial U_\iota}\frac{\partial U_\iota}{\partial Q_i}; \qquad \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial Q_i} = \sum_\iota \frac{\partial Q_\iota}{\partial U_\iota}\frac{\partial U_\iota}{\partial Q_i}, \qquad (\iota = \alpha, \beta, \ldots, \tau) \end{aligned}$$

rezultă

$$\frac{\partial P_\Sigma}{\partial P_i} = \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial P_i} = \frac{\partial P_\Sigma}{\partial Q_i} = \frac{\partial Q_\Sigma}{\partial Q_i} = 0.$$

Atunci, relațiile (8) devin

$$\begin{aligned} &\frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \lambda_P\left(1 - \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i}\right) + \lambda_Q\left(-\frac{\partial Q_\Delta}{\partial P_i}\right) = 0, \\ &\frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i} + \lambda_Q\left(1 - \frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}\right) + \lambda_P\left(-\frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}\right) = 0. \end{aligned} \tag{9}$$

Rezolvînd (9) în raport cu parametrii λ_P și λ_Q se obține

$$\left.\begin{aligned} -\lambda_P &= \frac{\frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} - \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i} + \frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}}{1 - \left(\frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}\right) + \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i} - \frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial P_i}} \\ -\lambda_Q &= \frac{\frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}}{1 - \left(\frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}\right) + \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i} - \frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}\frac{\partial Q_\Delta}{\partial P_i}} \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

$$(i = 1, 2, \ldots, n).$$

Relațiile (10) reprezintă condițiile necesare și suficiente pentru ca $P_\Delta(t)$ să fie o extremală a lui W_Δ. Dacă se admite că acest extremum este un minim (ceea ce rămîne de demonstrat) atunci condițiile (10) împreună cu restricțiile (2) constituie un sistem de $2n + 2$ ecuații din care se pot determina valorile necunoscute $\lambda_P, P_1, P_2, \ldots, P_n, \lambda_Q, Q_1, Q_2, \ldots, Q_n$ corespunzătoare pierderilor minime în rețele.

Pentru aplicarea în practică a condițiilor găsite este util ca relațiile (10) să devină mai simple. În acest scop, se observă că termenii care apar sub formă de produs sînt mult mai mici decît 1 sau decît termenii simpli. Se mai observă că termenii despre care este vorba sînt pe de o parte de același ordin de mărime (ei între ei) iar pe de altă parte — în marea majoritate a cazurilor — sînt de semne contrare; în consecință acțiunea lor comună este slăbită și mai mult.

Dacă acești termeni se neglijează, atunci condițiile (10) devin

$$-\lambda_P = \frac{\dfrac{\partial P_\Delta}{\partial P_i}}{1 - \left(\dfrac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \dfrac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}\right)}, \qquad (i = 1, 2, \ldots, n) \tag{11}$$

$$-\lambda_Q = \frac{\dfrac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}}{1 - \left(\dfrac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} + \dfrac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}\right)}.$$

Condițiile (10) și (11) obținute mai sus diferă destul de mult de cele care se întîlnesc în literatură.

Astfel, condițiile date de Bolotov ([3] formula 65''') și Kamenski ([5] formula X-13), deduse pentru rețele de structură simplă, sînt de forma

$$\frac{dP_\Delta}{dP_1} = \frac{dP_\Delta}{dP_2} = \ldots \tag{12}$$

deci conțin numai numărătorul primului șir de egalități (11).

Este de remarcat faptul că Markovici [7] ajungînd la relațiile

$$\frac{\dfrac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i}}{1 - \dfrac{\partial Q_\Delta}{\partial Q_i}} = \text{const.}$$

arată că acestea sînt condițiile pe baza cărora trebuie să fie repartizate sarcinile reactive pentru a realiza pierderi minime în rețea.

Este util să se precizeze că în cazul de față este vorba de un minim relativ întrucît puterile active se repartizează după o lege care nu conduce la pierderi minime în rețele.

Mai rămîne de arătat că relațiile (10) conduc la un minim, iar nu la un maxim. În acest scop este necesar să se studieze variația a doua a funcției auxiliare (5) sau determinantul format cu ajutorul derivatelor de ordinul doi ale acestei funcții în raport cu toate variabilele de care depinde.

La același rezultat se poate însă ajunge și prin simpla observare a caracteristicilor $P_\Delta = P_\Delta(P_i)$, $P_\Delta = P_\Delta(Q_i)$, $Q_\Delta = Q_\Delta(P_i)$, $Q_\Delta = Q_\Delta(Q_i)$. După cum se demonstrează în [9], dacă funcțiile în cauză au derivata a doua nenegativă, atunci relațiile de forma (10) conduc la un minim. După cum se știe, funcțiile respective au tocmai această formă.

★

Ecuațiile care rezultă pe baza condițiilor de minim (11) sînt neliniare, iar rezolvarea sistemului corespunzător prezintă dificultăți practice mari.

O cale de simplificare constă în aplicarea unei metode de aproximații succesive.

Se rezolvă mai întîi două sisteme de ecuații

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial P_\Delta}{\partial P_i} &= -\lambda_P \\ \sum_i P_i - P_\Sigma &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \text{și} \quad \left.\begin{aligned} \frac{\partial P_\Delta}{\partial Q_i} &= -\lambda_Q \\ \sum_i Q_i - Q_\Sigma &= 0 \end{aligned}\right\} \quad (i = 1,2,\ldots, n)$$

în care termenii $\partial P_\Delta / \partial P_i$ și $\partial P_\Delta / \partial Q_i$ se exprimă, în funcție de puterile P_i și Q_i, prin metode cunoscute iar P_Σ și Q_Σ sînt sarcinile totale care trebuie repartizate.

Cunoscînd puterile P_i și Q_i se calculează circulația de puteri, pierderile absolute P_Δ, Q_Δ și pierderile diferențiale $\partial P_\Delta / \partial P_i$, $\partial P_\Delta / \partial Q_i$.

Se rezolvă apoi sistemul (11) admițîndu-se că diferențialele de la numitor și pierderile absolute P_Δ, Q_Δ sînt cele calculate anterior.

ОБЩИЕ УСЛОВИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК МЕЖДУ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ СТАНЦИЯМИ, СООТВЕТСТВУЮЩИЕ МИНИМАЛЬНЫМ ПОТЕРЯМ В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЯХ

РЕЗЮМЕ

В своей работе автор выводит общие условия, которым должно соответствовать распределение нагрузок между электрическими станциями некоторой электроэнергетической системы с тем, чтобы потери энергии в системе электрической сети имели минимальное значение.

Подобные, известные из литературы, условия являются частным случаем условий, выведенных в работе.

SUR LES CONDITIONS GÉNÉRALES DE LA RÉPARTITION DES CHARGES ENTRE LES CENTRALES, CORRESPONDANT AUX PERTES MINIMA DANS LES RÉSEAUX ÉLECTRIQUES

RÉSUMÉ

L'auteur déduit les conditions générales auxquelles doit satisfaire la répartition des charges entre les centrales électriques appartenant à un système électro-énergétique, afin que les pertes d'énergie dans le réseau électrique du système soient réduites à une valeur minimum.

Les conditions similaires, fournies par la littérature, représentent un cas particulier des conclusions déduites par l'auteur.

BIBLIOGRAFIE

1. BAUER H., *Verbundbetrieb mit geringsten Verlustkosten.* ETZ-A, **76**, *11*, 389—391 (1955).
2. BENSIMON A., *Repartiția sarcinilor între centralele unui sistem energetic corespunzătoare pierderilor minime în rețele.* Energetica, *4*, 185 (1956).
3. БОЛОТОВ В. В., *Теоретические основы выбора экономического режима сложной электроэнергетической системы*, Изд. АН СССР, Москва, 1947.
4. ГЛАЗУНОВ А. А., *Электрические сети и системы*, Госэнергоиздат, Москва, 1954.
5. КАМЕНСКИЙ М. Д., *Электрические системы*, Госэнергоиздат, Москва, 1952.
6. MELNIKOV N. A., *Calculul regimurilor de funcționare a rețelelor sistemelor electrice.* OPED MEE, București, 1951.
7. МАРКОВИЧ И. М., *Режимы энергетических систем*, Госэнергоиздат, Москва, 1957.
8. SCHNEIDER W., *Determinarea prin calcul a pierderilor în rețelele electrice pentru obținerea unei repartiții optime a sarcinilor.* Elektrizitätswirtschaft, **55**, *7* (Apr.), 184 — 190 (1956).
9. SMIRNOV V. I., *Curs de matematici superioare.* IV. Ed. tehnică, București, 1956.
10. BERCOVICI M., *Wirtschaftlich günstigste Lastverteilung zwischen Wasser- und Wärmekraftwerke.* Raport C4, Conferința despre turbine cu apă. Brno, 5—8 mai, 1958.

STRUCTURA STRATULUI ŞI MECANISMUL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ SAU DE MASĂ ÎN CAZUL STRATULUI FLUIDIZAT*)

DE

E. RUCKENSTEIN

Modul în care este realizat contactul dintre particule şi fluid într-un strat fluidizat are o influenţă hotărîtoare atît asupra procesului de transfer de căldură sau de masă dintre strat şi perete, cît şi asupra procesului de transfer dintre particule şi fluid. Dacă particulele sînt dispersate individual, contactul dintre particule şi fluid este mai intim şi deci şi schimbul de căldură sau de masă fluid-particule este mai bun. Dacă o parte din fluid străbate stratul sub formă de bule şi acestea sînt cvasi-stabile, schimbul de căldură sau de masă fluid-particule este micşorat deoarece numai o parte din gaz vine în contact cu particulele solide. Dacă însă bulele care se formează în interiorul stratului fluidizat sînt instabile, amestecarea provocată de aceste bule poate duce atît la intensificarea proceselor de transfer de căldură fluid-particule, cît şi la intensificarea schimbului de căldură strat-perete. Se pune deci, în mod natural, pentru studiul mecanismului prin care are loc procesul de transfer într-un strat fluidizat, problema examinării prealabile a structurii stratului fluidizat şi aceasta din două motive. În primul rînd, pentru că fiecărei structuri îi corespunde un alt mecanism pentru procesul de transfer, iar în al doilea rînd, pentru a alege acele structuri care sînt mai interesante din punct de vedere practic. Pentru aceste structuri interesante din punct de vedere practic se pune desigur şi problema precizării condiţiilor în care ele sînt realizate.

Prezenta lucrare începe din motivele precizate mai sus, cu unele observaţii privind structura stratului fluidizat. Aceste observaţii constituie punctul de plecare pentru partea doua a lucrării, consacrată mecanismului transferului de căldură strat-perete, şi părţii a treia, consacrate

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 10 august 1960.

mecanismului transferului de căldură fluid-particule. Lucrarea este în primul rînd, o lucrare de sinteză a lucrărilor autorului. Ea conține însă și numeroase observații și rezultate noi, în legătură cu problema caracterizării structurii unui strat fluidizat, cu teoria coeficienților de transfer, cu amestecarea fluid-particule și în legătură cu încălzirea particulelor solide în cazul fluidizării neomogene.

STRUCTURA STRATULUI FLUIDIZAT

În cazul fluidizării cu lichide, observațiile vizuale arată că particulele solide sînt dispersate individual și uniform. Dacă agentul de fluidizare este însă un gaz, structura stratului este în general, mai complexă. Particulele solide alcătuiesc pachete de particule, iar o parte din gaz străbate stratul sub formă de bule. Pentru a nu prelungi prea mult discuția privind structura stratului fluidizat cu gaze, reprezentăm în figura 1, pentru un caz particular, o sinteză a unor observații vizuale. Această reprezentare grafică este luată dintr-o lucrare anterioară efectuată în colaborare cu I. Teoreanu [1]. Diversele structuri ale stratului fluidizat care apar în acest caz special pot fi explicate cu ajutorul forțelor de frecare interparticule, forțe cu atît mai importante cu cît particulele au diametrul mai mic. Dacă forțele de frecare interparticule sînt destul de importante, ele împiedică expansiunea ordonată a stratului și fac ca o parte din gaz să străbată stratul sub formă de bule. În cazul fluidizării cu lichide, forțele de frecare interparticule sînt, în general, neglijabile chiar pentru diametre relativ mici ale particulelor, pentru că lichidele constituie un fel de lubrifiant. *Lubrifierea* cu gaze este mai puțin eficace și din acest motiv se formează bule de gaz cu caracter aproape stabil. Vom spune despre această structură că este neomogenă cu bule stabile. La anumite viteze ale gazului — și experiența arată că aceste viteze sînt relativ mari — este posibil ca, datorită unor fluctuații de presiune, presiunea hidrostatică din bule să învingă forțele interparticule și deci ca bulele să se *dizolve* în faza continuă (prin fază continuă se înțelege gazul care curge prin pachetele de particule). Dincolo de acest punct critic se mai formează bule care însă nu mai au caracterul stabil, de fază aproape distinctă, al bulelor care se formează la viteze mai mici. Ele sînt instabile și din acest motiv realizează o intensificare a amestecării gaz-particule individuale și deci un contact mai bun între particule și fluid. În sprijinul acestei reprezentări a procesului de fluidizare cu gaz poate fi adus argumentul că există un domeniu, spre viteze mai mari, în care fracția de goluri poate fi corelată cu ecuații valabile pentru fluidizarea omogenă. Acest lucru se datorește instabilității bulelor, instabilitate care provoacă fluctuații locale în fracția de goluri, fluctuații care se compensează reciproc cînd se consideră o valoare medie, în tot stratul, a fracției de goluri. Un argument în plus în sprijinul acestor considerații pe care le-am făcut și într-o altă lucrare [1] îl constituie și recentul studiu cinematografic al fluidizării [2]. Printre concluziile din lucrarea [2] se numără și observația că la viteze mai mari există un domeniu în care bulele sînt instabile

și contactul gaz-particule individuale este mai bun. Într-o lucrare precedentă făcută în colaborare cu I. T e o r e a n u am numit acest domeniu cvasi-omogen și am determinat condițiile în care se realizează această structură cvasi-omogenă a stratului fluidizat [1].

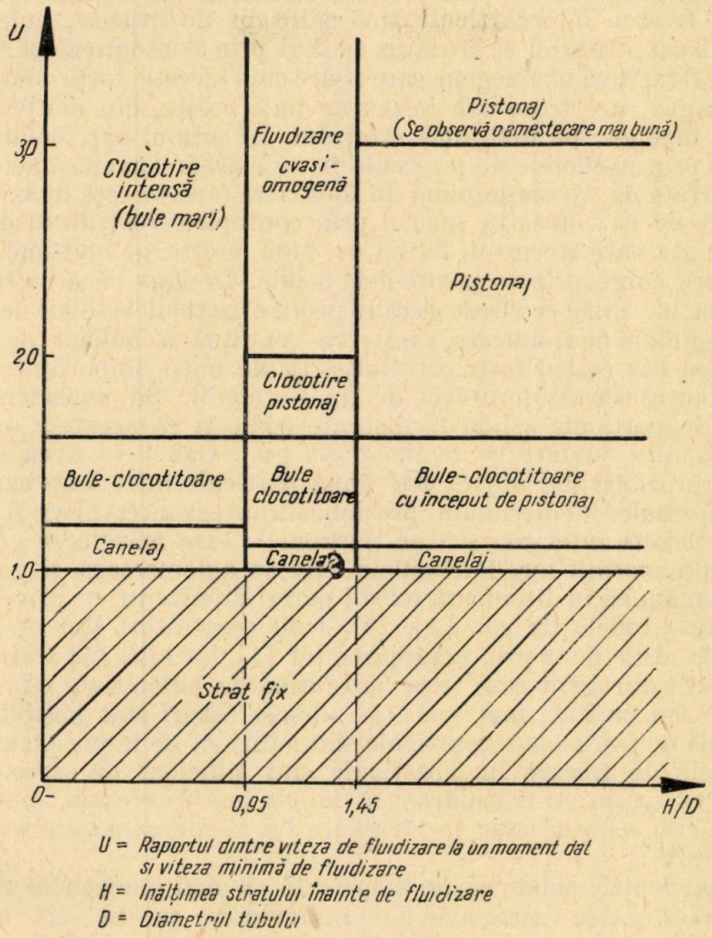


Fig. 1. — Structurile posibile ale unui strat fluidizat.

Observațiile vizuale duc și la concluzia că există o valoare optimă pentru raportul $\frac{H}{D}$, H reprezentînd înălțimea stratului de particule înainte de fluidizare și D diametrul tubului. Lucrurile stau astfel, deoarece cu cît stratul este mai înalt, cu atît posibilitatea contopirii bulelor și deci a realizării pistonajului este mai mare, în schimb valori mici ale raportului $\frac{H}{D}$ favorizează apariția canelajului.

Structurile din figura 1 apar atunci cînd forţele de frecare interparticule sînt suficient de intense. Pentru particule cu diametru suficient de mare, forţele de frecare interparticule sînt însă mai mici şi deci şi stratul fluidizat va avea structuri diferite de cele precedente. În cazul structurii neomogene, cu bule stabile, structură care este posibilă dacă forţele de frecare interparticule sînt suficient de intense, bulele se formează la baza stratului şi cresc în special prin contopirea lor *) în timp ce în cazul structurii neomogene care apare cînd aceste forţe sînt mai mici, debitul de gaz care trece sub formă de bule creşte, din motive care vor fi arătate mai jos, pe înălţimea stratului. În primul caz, debitul de gaz care trece prin pachetele de particule trebuie să corespundă unei viteze nu prea depărtate de viteza minimă de fluidizare (acesta este motivul pentru care bulele de gaz cresc în special prin contopirea lor), în al doilea caz, debitul de gaz care trece sub formă de bule creşte pe înălţime pe seama gazului care curge printre particulele solide. Desigur că această creştere poate avea loc pînă ce viteza gazului printre particulele solide devine egală cu viteza minimă de fluidizare. Creşterea continuă a bulelor de gaz în cel de al doilea caz (cazul forţelor interparticule puţin importante) poate fi explicată cu ajutorul unui efect de tip Bernoulli. Să considerăm un şir orizontal de particule solide la distanţe egale şi să scoatem o particulă din şir (cu alte cuvinte să realizăm un gol). Gazul va avea viteza cea mai mică în intervalul dintre cele două particule între care există golul. Conform formulei lui Bernoulli, presiunea în acest interval va fi mai mare decît în celelalte intervale şi deci particulele care mărginesc golul vor fi împinse spre vecinii lor. Particulele deci se aglomerează şi golul creşte.

Adăugăm că în literatură există păreri diferite în ce priveşte modul în care cresc bulele de gaz [4], [5]. Unii cercetători sînt de părere că aceste bule cresc doar prin contopirea lor [4], iar alţii [5] sînt de părere că fracţiunea din debit care trece sub formă de bule creşte cu înălţimea stratului. Am arătat mai sus că ambele cazuri sînt posibile; primul dacă forţele de frecare interparticule sînt suficient de intense, iar al doilea, dacă forţele de frecare interparticule sînt suficient de slabe.

Pentru ca un strat fluidizat să fie cît mai interesant din punct de vedere practic, este necesar ca structura lui să îndeplinească următoarele două condiţii:

a) particulele solide să fie dispersate cît mai omogen în fluid,

b) amestecarea gaz-particule individuale să fie cît mai bună.

Prima condiţie conduce la realizarea unui contact intim fluid-particule, iar a doua la intensificarea schimbului de căldură sau de masă atît între particule şi fluid cît şi între strat şi perete.

Se pune desigur problema găsirii unor mărimi care să fie o măsură pentru calitatea unei structuri. Aceste mărimi trebuie să poată caracteriza

*) Datorită forţelor interparticule importante, gradul de independenţă al particulelor creşte probabil extrem de lent cu creşterea debitului de gaz; din acest motiv fracţia de goluri în pachetele de particule creşte de asemenea lent deci şi viteza gazului în pachetele de particule nu este prea diferită de viteza minimă de fluidizare, şi debitul de gaz care trece sub formă de bule nu variază pe înălţimea stratului.

contactul fluid-particule individuale şi amestecarea fluid-particule individuale. În ce priveşte calitatea contactului fluid-particule individuale, diferenţa

$$e = \varepsilon_m - \varepsilon_0, \tag{1}$$

(unde ε_0 reprezintă fracţia de goluri într-un strat fluidizat omogen iar ε_m — fracţia de goluri medie în strat), reprezintă o măsură a ei. Precizăm faptul că fracţia de goluri ε_0 se calculează pentru acele valori ale diverşilor parametri (viteză, diametru de particulă, etc.) pentru care se determină şi ε_m.

Calitatea amestecării poate fi caracterizată prin abaterea pătratică medie

$$\Delta e = \overline{(\varepsilon - \varepsilon_m)^2}, \tag{2}$$

medierea (reprezentată prin bara de deasupra) fiind efectuată asupra întregului strat fluidizat şi în timp.

În cazul fluidizării omogene $e = 0$ şi Δe este foarte mic. În cazul fluidizării cvasi-omogene $e \approx 0$ şi Δe este mare, în timp ce în cazul fluidizării cu bule stabile $e \neq 0$ şi Δe este mai mic, decît în cazul precedent. Într-o lucrare ulterioară ne vom ocupa mai pe larg cu problema caracterizării calităţii amestecării şi vom determina pe cale experimentală valorile lui Δe funcţie de diverşi parametri.

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ STRAT-PERETE

După cum am menţionat în paragraful precedent, starea unui strat fluidizat poate fi caracterizată (cel puţin calitativ) cu ajutorul diferenţei e şi al abaterii pătratice medii Δe. Mecanismul prin care are loc procesul de transfer depinde de valorile pe care le au aceste *mărimi de stare*. Dacă $e \approx 0$ şi Δe este mare însemnă că amestecarea fluid-particule individuale este intensă; această amestecare influenţează schimbul de căldură dintre strat şi perete. Dacă Δe este mic sau practic zero, amestecarea gaz — particule individuale este neglijabilă şi deci influenţa acestei amestecări asupra transferului de căldură nu mai trebuie luată în consideraţie. În cele ce urmează vom examina, în special, cazurile extreme *I* $e = 0$, Δe mic; şi II $e \approx 0$, Δe mare.

a) În cazul I, fluidizarea este omogenă şi deci particulele sînt dispersate individual şi uniform în tot stratul. Pentru acest caz am propus în colaborare cu V. Shorr [6], sub o formă modificată, un model folosit în prealabil de Levenspiel şi Walton [7] pentru fluidizarea cu gaze (neomogenă). Remarcăm, în treacăt, că acest model nu poate reprezenta o fluidizare neomogenă.

În acest model se consideră că stratul fluidizat se obţine din stratul fix prin depărtarea straturilor orizontale de particule şi că stratul limită care se formează la perete este distrus în punctele de contact cu particulele solide. Cu alte cuvinte, profilul de viteze şi de temperatură este uniformizat la trecerea fluidului peste o particulă în contact cu pere-

tele şi stratul limită se formează între două asemenea particule succesive. Pe baza acestui model se obţine pentru coeficientul de transfer de căldură, considerat ca o valoare medie pe distanţa D_r dintre două straturi succesive, ecuaţia [6]

$$\frac{\alpha D_r}{\lambda} = 0{,}68\left(\frac{u_m D_r}{\nu}\right)^{1/2} \mathfrak{P}_r^{1/3}, \tag{3}$$

în care λ este conductivitatea termică a fluidului, u_m — viteza gazului în tubul gol, ν — vîscozitatea cinematică şi $\mathfrak{P}_r$ — numărul lui Prandtl. Distanţa D_r dintre două straturi succesive se poate calcula cu ajutorul expresiei

$$D_r = \frac{\pi D_p}{6\,(1-\varepsilon)}, \tag{4}$$

în care D_p reprezintă diametrul particulei şi ε — fracţia de goluri.

Compararea ecuaţiei (3) cu unele rezultate experimentale din [8] este arătată în figura 2. Rezultatele experimentale au fost obţinute pentru fluidizarea cu motorină sau cu apă. Din figura 2 rezultă că o ecuaţie de tipul ecuaţiei (3) poate reprezenta în mod satisfăcător rezultatele experimentale din [8], dacă factorul 0,68 este înlocuit cu un factor ceva mai mare, circa 0,9.

O explicaţie posibilă pentru această discrepanţă dintre ecuaţia (3) şi rezultatele experimentale a putut fi dată de autor în colaborare cu V. Shorr [6] luîndu-se în consideraţie şi mişcarea descendentă, în apropierea peretelui, a particulelor solide. S-a obţinut, pe această cale, ecuaţia

$$\frac{\alpha D_r}{\lambda} = 0{,}68\left(\frac{u_m \varepsilon}{u_m + 2\varepsilon v}\right)^{-1/2} \left(\frac{u_m D_r}{\nu}\right)^{1/2} \mathfrak{P}_r^{1/3}, \tag{5}$$

în care v reprezintă viteza de coborîre a particulelor solide în vecinătatea peretelui. Ecuaţia (5) explică, cel puţin calitativ, discordanţa dintre ecuaţia (3) şi experienţă.

Este posibilă şi o altă explicaţie pentru această discordanţă şi anume o explicaţie legată de presupunerea că distanţa pe verticală dintre două particule succesive nu este mereu aceeaşi. Fie $\varphi\, dD_r$ numărul de distanţe cuprinse între D_r şi $D_r + dD_r$. Funcţiunea de distribuţie φ depinde de D_r şi considerente dimensionale, duc la concluzia că depinde de D_r prin intermediul grupului fără dimensiuni $\frac{D_r}{l}$, în care l este o lungime *).

Deoarece valoarea medie $\bar{D}_r$ a lui D_r este dată de expresia

$$\bar{D}_r = \frac{\int_0^\infty D_r \varphi\, dD_r}{\int_0^\infty \varphi\, dD_r} = l\,\frac{\int_0^\infty \frac{D_r}{l}\varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}}{\int_0^\infty \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}} \sim l, \tag{6}$$

*) Nu este exclus ca funcţia φ să depindă şi de alte grupuri fără dimensiuni, a căror influenţă nu este însă prea importantă.

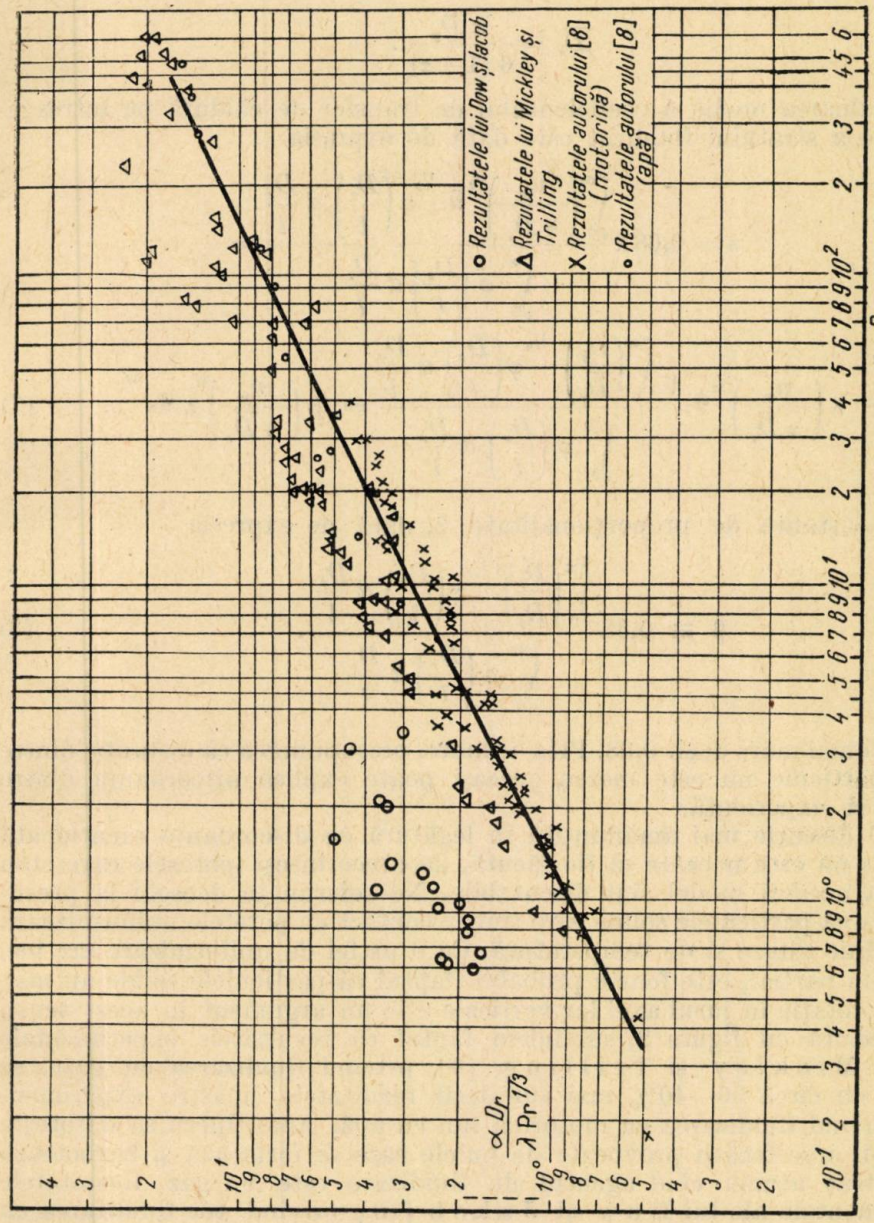


Fig. 2. — Coeficientul de transfer de căldură strat-perete (corelație teoretică).

rezultă că l este proporțional cu valoarea medie $\overline{D}_r$ a lui D_r. Valoarea medie $\overline{D}_r$ poate fi evaluată cu ajutorul ecuației (4)

$$\overline{D}_r = \frac{\pi D_p}{6(1-\varepsilon)}.$$

Valoarea medie a coeficientului de transfer de căldură pe întreaga înălțime a stratului fluidizat este dată de expresia

$$\alpha = 0{,}68\lambda \frac{\int_0^\infty \left(\frac{u_m}{\nu D_r}\right)^{1/2} \mathfrak{Re}_r^{1/3} \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}}{\int_0^\infty \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}} =$$

$$= 0{,}68\ \lambda \left(\frac{u_m}{\nu \overline{D}_r}\right)^{1/2} \mathfrak{Re}_r^{1/3} \frac{\int_0^\infty \left(\frac{D_r}{\overline{D}_r}\right)^{-1/2} \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}}{\int_0^\infty \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}} = \beta \left(\frac{u_m}{\nu \overline{D}_r}\right)^{1/2} \lambda\, \mathfrak{Re}_r^{1/3}. \qquad (7)$$

Constanta de proporționalitate β, dată de expresia

$$\beta \equiv 0{,}68 \frac{\int_0^\infty \left(\frac{D_r}{\overline{D}_r}\right)^{-1/2} \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}}{\int_0^\infty \varphi\left(\frac{D_r}{l}\right) d\frac{D_r}{l}}, \qquad (8)$$

poate fi mai mare decît 0,68. Prin urmare, presupunerea că distanța dintre două particule nu este mereu aceeași poate explica discordanța dintre teorie și experiență.

O discuție mai amănunțită în legătură cu discordanța menționată mai sus nu este necesar să fie făcută, deoarece însești ipotezele care stau la baza acestui model sînt discutabile. Ne referim în deosebi la presupunerea că particulele solide care sînt în contact cu peretele uniformizează profilul de viteze și de temperatură. Că o astfel de uniformizare are loc, cel puțin parțial, este foarte probabil (faptul că particulele solide au mișcări de rotație în jurul axei lor verticale este un argument în acest sens). În legătură cu figura 2, subliniem faptul că rezultatele experimentale ale lui Mickley și Trilling [9], privind fluidizarea cu gaze, se găsesc cu circa 30—40% mai sus decît rezultatele noastre experimentale privind fluidizarea cu motorină sau cu apă. Acest lucru se datorește probabil amestecării provocate de bulele care se formează și barbotează prin strat atunci cînd agentul de fluidizare este un gaz. Rezultatele experimentale ale lui Dow și Jakob [10], privind tot fluidizarea cu gaze, se găsesc mult mai sus.

Deoarece o serie de considerații cu caracter hidrodinamic (vezi anexa 1) duc la concluzia că fracția de goluri este funcție de numărul

lui Reynolds $\mathcal{R}_e$ şi de numărul lui Arhimede $\mathcal{A}_r$, ecuaţia teoretică (3) care se poate scrie sub forma

$$\mathcal{N}_u \equiv \frac{\alpha D_p}{\lambda} = F(\mathcal{R}_e, \mathcal{Q}_r, \varepsilon), \tag{9}$$

duce la concluzia că

$$\mathcal{N}_u = F_1(\mathcal{R}_e, \mathcal{Q}_r, \mathcal{A}_r), \tag{10}$$

unde

$$\mathcal{R}_e \equiv \frac{u_m D_p}{\nu}, \quad \mathcal{A}_r \equiv \frac{g D_p^3}{\nu^2} \frac{\gamma_s - \gamma_l}{\gamma_s},$$

g fiind acceleraţia gravităţii, γ_s — greutatea specifică a particulelor solide γ_l — greutatea specifică a lichidului şi ν — vîscozitatea cinematică.

Prin reprezentarea grafică a grupului

$$\mathcal{N}_u \mathcal{Q}_r^{-1/3} \mathcal{A}_r^{-0,385}$$

funcţie de grupul

$$\mathcal{R}_e \mathcal{A}_r^{-0,58},$$

se obţine curba unică din figura 3 (vezi [8]).
Această reprezentare grafică este sugerată de ecuaţia (10).
Curba (din fig. 3) prezintă un maxim pentru

$$\mathcal{R}_e \mathcal{A}_r^{-0,58} = 0,09. \tag{11}$$

Pentru

$$\mathcal{R}_e \mathcal{A}_r^{-0,58} < 0,09,$$

curba poate fi reprezentată prin ecuaţia

$$\mathcal{N}_u = 0,326 \mathcal{R}_e^{0,423} \mathcal{Q}_r^{1/3} \mathcal{A}_r^{0,14} \tag{12}$$

iar pentru

$$\mathcal{R}_e \mathcal{A}_r^{-0,58} > 0,09$$

de ecuaţia

$$\mathcal{N}_u = 0,067 \mathcal{R}_e^{-0,237} \mathcal{Q}_r^{1/3} \mathcal{A}_r^{0,522}. \tag{13}$$

Apariţia maximului poate fi explicată uşor : pentru un număr Reynolds dat amestecarea realizată în fluid de către ansamblul de particule solide este cu atît mai intensă cu cît ε este mai mic ; deoarece numărul lui Nusselt creşte cu intensitatea amestecării, rezultă că

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \varepsilon}\right)_{\mathcal{R}_e} < 0,$$

Cum

$$\left(\frac{\partial F}{\partial \mathcal{R}_e}\right)_{\varepsilon} > 0 \text{ şi } \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathcal{R}_e}\right)_{\mathcal{A}_r} > 0,$$

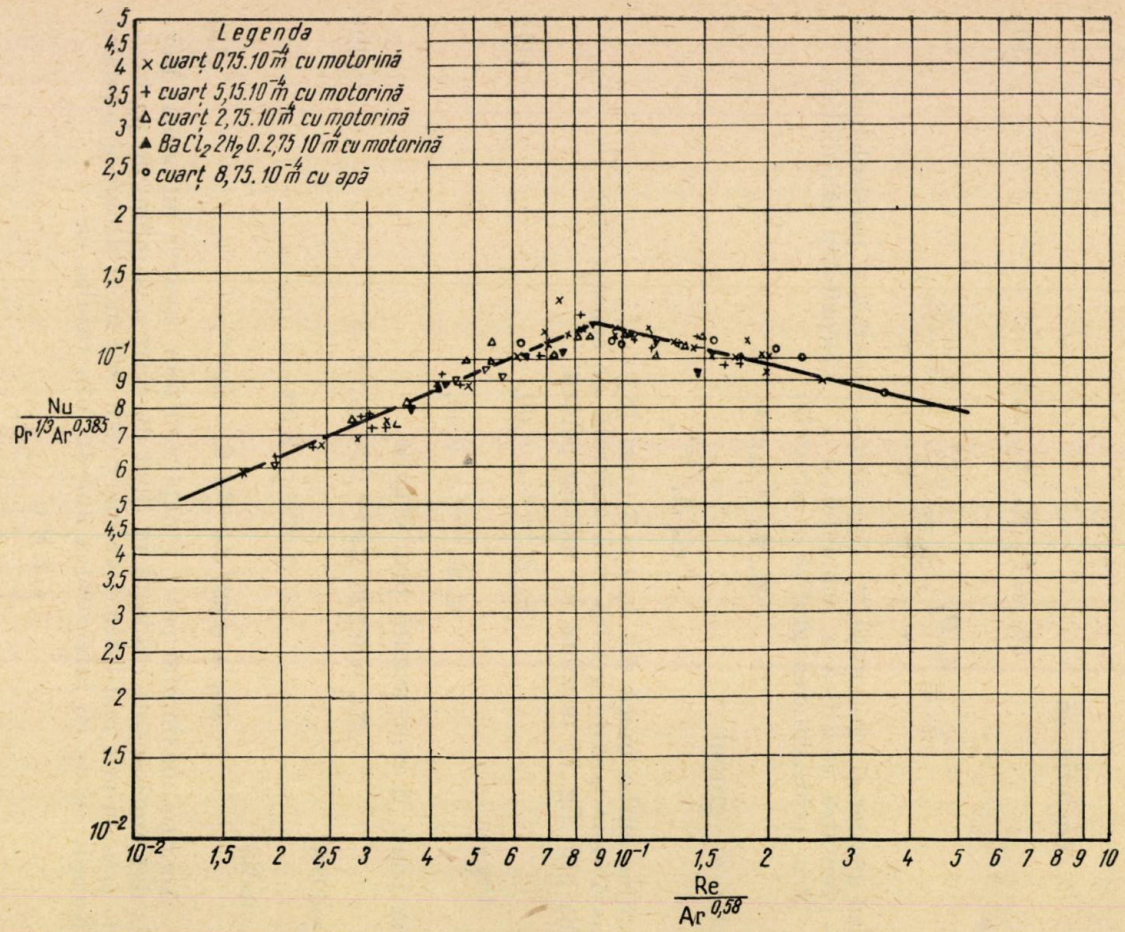


Fig. 3. — Coeficientul de transfer de căldură strat-perete (corelație semi empirică).

rezultă că

$$\frac{dF}{d\mathcal{R}e} = \left(\frac{\partial F}{\partial \mathcal{R}e}\right)_{\varepsilon} + \left(\frac{\partial F}{\partial \varepsilon}\right)_{\mathcal{R}e} \frac{d\varepsilon}{d\mathcal{R}e}$$

se anulează pentru o anumită valoare a numărului lui Reynolds, valoare care depinde de numărul lui Arhimede.

Trebuie subliniat faptul că în cazul fluidizării omogene coeficientul de transfer de căldură strat-perete este mai mic decît acela care ar corespunde pentru aceleași condiții unui strat fix. Această concluzie poate fi trasă cu ajutorul ecuației (3). Într-adevăr, din ecuația (3) rezultă că coeficientul de transfer de căldură α scade pe măsură ce distanța D_r crește. Cu cît crește viteza, crește și fracția de goluri ε și deci și distanța D_r (vezi ecuația (4)). Creșterea vitezei are pe de o parte un efect pozitiv în ce privește coeficientul de transfer de căldură, deoarece micșorează grosimea stratului limită, iar pe de altă parte , un efect negativ, deoarece mărește distanța D_r. Dacă deci expandarea stratului fluidizat este împiedicată, pe o cale oarecare, se poate obține o creștere a coeficientului de transfer de căldură. O astfel de împiedicare a expandării stratului se poate realiza fie introducînd fluidul pe la partea superioară, fie introducînd o sită la partea superioară.

b) Vom examina în acest subcapitol ceea ce am numit mai înainte cazul II adică structura cvasi-omogenă. *Mărimea de stare* Δe are în acest caz valori *mari*, iar $e \approx 0$. Amestecarea intensă care are loc în acest caz ne-a sugerat să extindem la stratul fluidizat un model propus de autor pentru explicarea mecanismului transferului turbulent de căldură sau de masă în vecinătatea unui perete solid. Pentru aceasta asimilăm stratul fluidizat cu un mediu cvasi-continuu, deci cu un lichid ipotetic de vîscozitate dinamică η^*, masă specifică ρ^*, greutatea specifică γ^*, căldură specifică c^*, conductivitate termică λ^*. În modelul pe care l-am propus, am considerat, că datorită turbulenței, are loc o reînnoire continuă a elementelor de fluid din vecinătatea suprafeței de încălzire cu elemente de fluid din miezul curgerii. Ecuația stabilită în [11] se scrie în cazul stratului fluidizat sub forma

$$\alpha \sim \left(\frac{\gamma^* c^* \lambda^* \tau_0}{\eta^*}\right)^{1/2}, \tag{14}$$

unde τ_0 reprezintă tensiunea tangențială exercitată la perete de fluidul ipotetic.

În cele ce urmează vom stabili, pe baza unui raționament extrem de simplu, o serie de ecuații pentru η^*, λ^* și τ_0.

Fie L^3, L fiind o lungime, volumul din stratul fluidizat ce revine unei particule solide.

Putem deci scrie că

$$(1 - \varepsilon) L^3 = \frac{\pi}{6} D_p^3 \tag{15}$$

și deci că *)

$$L \approx D_p (1-\varepsilon)^{-1/3}.$$

Datorită procesului de amestecare, această lungime L crește sau scade, datorită fluctuațiilor locale ale fracției de goluri. Aceste variații ale lungimii L constituie, în acest caz, pentru procesul de amestecare, analogul lungimii de amestec din teoria clasică a turbulenței. O valoare medie pe care o vom nota cu l pentru această lungime de amestec se poate obține cu ajutorul *mărimii de stare* Δe, care reamintim reprezintă abaterea pătratică medie a fracției de goluri. Vom considera că l este dat de expresia

$$l \sim D_p \left\{ \frac{1}{[1-(\varepsilon_m + \Delta e^{1/2})]^{1/3}} - \frac{1}{(1-\varepsilon_m)^{1/3}} \right\} \approx \left(\frac{\partial L}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_m} \Delta e^{1/2} =$$

$$= \frac{1}{3} D_p (1-\varepsilon_m)^{-4/3} \Delta e^{1/2}. \tag{16}$$

Pe de altă parte, fluctuațiile fracției de goluri provoacă fluctuații și în valoarea vitezei fluidului. O valoare medie pentru această fluctuație de viteză, pe care o vom nota cu u poate fi calculată în felul următor :

$$u = \frac{u_m}{\varepsilon_m} - \frac{u_m}{\varepsilon_m + \Delta e^{1/2}} \approx - \left(\frac{\partial \frac{u_m}{\varepsilon}}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon=\varepsilon_m} \Delta e^{1/2} = \frac{u_m}{\varepsilon_m^2} \Delta e^{1/2}. \tag{17}$$

Fluctuația transversală de viteză o vom considera proporțională cu u.

Produsul $l\,u$ este deci proporțional cu vîscozitatea cinematică suplimentară a stratului fluidizat (suplimentară față de stratul fluidizat omogen, strat caracterizat prin $e = 0$ și Δe mic).

Menționăm faptul că un raționament similar aceluia de mai sus poate servi și la obținerea unei expresii pentru coeficientul axial suplimentar de amestecare (difuzie) (este vorba despre o amestecare suplimentară față de acea corespunzătoare stratului fluidizat omogen).

Vîscozitatea dinamică η^* și conductivitatea termică λ^* a stratului fluidizat pot fi scrise sub forma

$$\eta^* = \eta^*_{\text{omogen}} + k\, u_m D_p (1-\varepsilon_m)^{-4/3} \varepsilon_m^{-2} (\Delta e) \rho^* \tag{18}$$

$$\lambda^* = \lambda^*_{\text{omogen}} + k \gamma^* c^* u_m D_p (1-\varepsilon_m)^{-4/3} \varepsilon_m^{-2} (\Delta e), \tag{19}$$

*) Remarcăm faptul că ecuația (15) implică presupunerea unei distribuții cvasi-izotrope a particulelor solide, presupunere care nu este probabil corespunzătoare realității ; este mai probabil ca aceste particule solide să fie mai apropiate între ele pe orizontală și mai depărtate pe verticală.

Poate că folosirea expresiei

$$L = \frac{\pi}{6} \frac{D_p}{1-\varepsilon},$$

care implică presupunerea că distanța pe orizontală între centrele a două particule solide este egală cu diametrul D_p al particulei, este, cel puțin uneori, mai indicată.

η^* omogen și λ^* omogen reprezentînd vîscozitatea respectiv conductivitatea termică a stratului fluidizat în cazul fluidizării omogene și k o constantă.

Tensiunea tangențială τ_0 poate fi probabil calculată cu ajutorul ecuațiilor valabile în cazul curgerii laminare sau turbulente printr-un tub. Dacă raportul dintre înălțimea stratului și diametrul tubului este suficient de mare și curgerea este laminară, τ_0 se poate obține cu ajutorul ecuației lui Poisseuille

$$\tau_0 \sim \frac{u_m \eta^*}{R},$$

R fiind raza tubului. Este interesant de semnalat, că în acest din urmă caz, ecuația (14) conduce la

$$\alpha \sim R^{-1/2}.$$

Nu dispunem, deocamdată de suficient material experimental pentru a putea compara ecuațiile noastre cu rezultatele experimentale.

c) Dacă e nu este prea diferit de zero și Δe este destul de mic, rezultatele experimentale pot fi probabil reprezentate aproximativ cu ajutorul ecuației valabile pentru fluidizarea omogenă. Probabil că experiențele lui M i c k l e y și T r i l l i n g îndeplinesc această condiție, deoarece punctele lor experimentale, reprezentate în figura 2, nu sînt prea depărtate de rezultatele experimentale din [8] privind fluidizarea omogenă.

d) În cazul structurii neomogene cu bule stabile $e \neq 0$ și $\Delta e \neq 0$. Dacă amestecarea este suficient de intensă se poate considera că pachete de particule avînd structura unui strat fluidizat omogen sînt schimbate între stratul fluidizat și vecinătatea peretelui și că fiecare pachet de particule rămîne în contact cu peretele un timp scurt. Pentru acest caz, autorul a stabilit [12] ecuația

$$\alpha \sim \left(\frac{\gamma_a c_a \lambda_a \tau_0}{\eta^*} \right)^{1/2}, \tag{20}$$

în care γ_a, c_a și λ_a reprezintă greutatea specifică, căldura specifică, respectiv conductivitatea termică a ansamblului gaz-particule solide din pachetele de particule, iar η^* și τ_0 vîscozitatea dinamică a stratului fluidizat, respectiv tensiunea tangențială la perete.

Ecuația (20) se deosebește de ecuația (14) prin faptul că în ea apar mărimile γ_a, c_a, λ_a care caracterizează pachetele de particule, în timp ce γ^*, c^*, și λ^*, care apar în ecuația (14) caracterizează întregul strat fluidizat. Menționăm faptul că ecuațiile pe care le-am stabilit pentru η^* și λ^* în cazul cvasi-omogen, nu pot fi folosite în cazul neomogen cu bule stabile.

În ce privește tensiunea tangențială τ_0, ea poate fi evaluată din căderea de presiune pe întreaga înălțime a stratului fluidizat. Această cădere de presiune se compune, în esență, din căderea de presiune necesară susținerii pulberii solide și din căderea de presiune datorită frecării lichidului ipotetic (stratului fluidizat) de peretele tubului. În cazul fluidizării cu gaze experiențele lui Lewis, G i l l i l a n d și B a u e r [13]

au arătat că cel de-al doilea termen din expresia căderii de presiune nu este neglijabil în comparație cu căderea de presiune necesară susținerii pulberii solide, el putînd reprezenta pînă la 20% din primul.

Nu dispunem încă de suficient material experimental pentru a supune experienței ecuația (20)

TRANSFERUL DE CĂLDURĂ FLUID-PARTICULE

În legătură cu transferul de căldură sau de masă fluid-particule au fost obținute în literatură rezultate aparent contradictorii. În timp ce în lucrarea [14] se ajunge la concluzia că coeficientul de transfer de masă gaz-particule este relativ mare și poate fi corelat practic cu aceeași ecuație ca și în cazul fluidizării omogene, în lucrările [15] și [16] se găsesc, pentru coeficienții de transfer de căldură valori mult mai mici decît cele care se obțin cu ajutorul formulelor valabile în cazul fluidizării omogene.

În cele ce urmează vom examina mecanismul transferului de căldură sau de masă dintre fluid și particule pentru diversele structuri ale stratului fluidizat și pe această bază vom explica și contradicția semnalată mai sus. Unele din observațiile de mai jos au fost făcute sub o formă diferită și într-o lucrare anterioară [17].

Vom examina separat următoarele structuri:

a) structura omogenă,

b) structura cvasi-omogenă,

c) structura neomogenă cu bule stabile.

a) Mecanismul transferului de căldură sau de masă dintre particule și fluid depinde în primul rînd, de faptul dacă mișcarea particulei cît și mișcarea fluidului peste particulă este influențată sau nu de particulele vecine. În cazul unui strat fluidizat ca și de altfel în cazul unui strat fix, există în general o asemenea influență. Vom spune că particulele solide nu sînt cvasi-independente între ele. Dacă fracția de goluri ε este suficient de apropiată de unitate, particulele solide sînt suficient de depărtate între ele pentru ca influența lor reciprocă să fie neglijabilă. În acest caz vom spune că particulele sînt cvasi- independente între ele. Să dăm un exemplu pentru a clarifica cel puțin într-un caz special, ce înseamnă că particulele sînt suficient de depărtate între ele pentru a fi cvasi-independente. Se știe de pildă [18] că la numere Reynolds de circa 25 începe să se formeze în spatele sferei așa-numita zonă moartă. Grosimea s a zonei moarte, pentru numere Reynolds cuprinse între 25 și 130, este dată de expresia empirică, obținută cu ajutorul rezultatelor experimentale din [18]

$$\frac{s}{D_p} = 1{,}33 \lg \frac{\mathrm{Re}}{25}.$$

Pentru ca două sfere situate una sub alta să fie cvasi-independente între ele, este deci necesar ca distanța dintre centrele lor să fie mai mare decît $s + D_p = D_p \left(1 + 1{,}33 \lg \frac{\mathrm{Re}}{25}\right)$.

Acest criteriu de cvasi-independență hidrodinamică, este încă nesatisfăcător, deoarece la distanța $s + D_p$ ar trebui adăugate și cele două distanțe cîte una pentru fiecare sferă pînă la acel loc la care viteza devine practic egală cu viteza de la infinit.

Pentru particule cvasi-independente fixe și pentru numere Reynolds nu prea mici, se poate folosi ecuația

$$\mathcal{N}u = 0{,}8\ \mathcal{R}e^{1/2}\ \mathcal{P}r^{1/3}. \qquad (21)$$

Această ecuație a fost dedusă pe cale teoretică [19], [20] și este în concordanță cu experiența. Pentru un ansamblu de particule neindependente vom porni tot de la ecuația (21).

Facem acest lucru pentru că pentru numere Prandtl suficient de mari pentru o mare parte din suprafața sferei (face excepție zona din spatele sferei care contribuie, de altfel, mai puțin la valoarea medie a coeficientului de transfer) doar regiunea din imediata vecinătate a sferei contribuie apreciabil la procesul de transfer.

Deoarece în regiunea din imediata vecinătate a unei sfere solide influența mai importantă este probabil să fie a sferei respective și nu a vecinilor ei, este de așteptat, ca cel puțin în mod aproximativ să poată fi folosită o ecuație de forma ecuației (21) și în cazul unui ansamblu de sfere, cu condiția ca u_m să fie înlocuit cu viteza reală de atac a fluidului (viteză determinată de existența ansamblului de particule). Neglijarea totală a influenței vecinilor nu este însă probabil cu totul permisă. Să notăm cu ψ raportul dintre viteza reală de atac și viteza u_m în tubul gol.

Avînd în vedere faptul că această mărime depinde doar de spațiul liber dintre particule este firesc ca ea să depindă doar de fracția de goluri ε. Pentru determinarea acestei dependențe ne-am folosit de rezultatele experimentale ale lui Mc. Cune și Wilhelm *) privind dizolvarea unor particule în strat fluidizat cu apă [21]. Pentru ψ se obține curba din figura 4, a cărei ecuație aproxi-

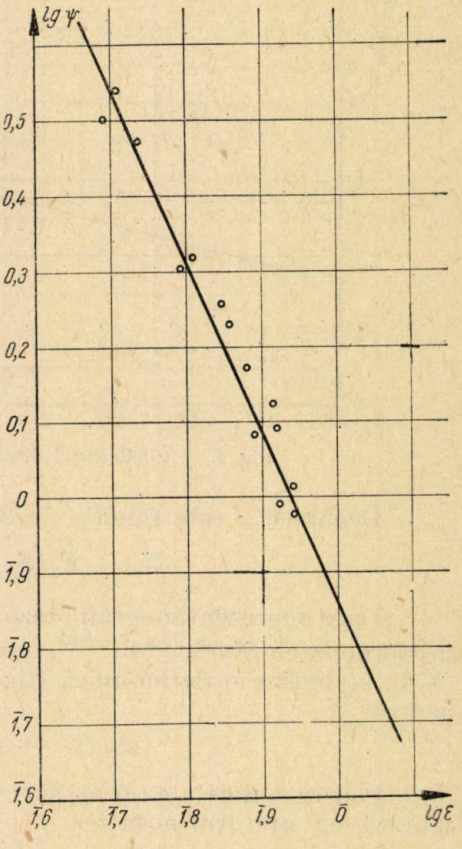


Fig. 4. — Dependența factorului Ψ de fracția de goluri ε.

*) Numărul lui Prandtl pentru difuziune este în cazul experiențelor lui Mc Cune și Wilhelm de ordinul lui 10^3.

mativă, valabilă pînă la $\varepsilon \approx 0{,}9$ este

$$\psi = 0{,}725\ \varepsilon^{-2{,}3}. \tag{22}$$

Deci pentru un strat fluidizat omogen și pentru numere Prandtl suficient de mari, poate fi folosită ecuația aproximativă

$$\mathcal{N}u \approx 0{,}68\ \varepsilon^{-1{,}15}\ \mathcal{R}e^{1/2}\ \mathcal{A}r^{1/3}. \tag{23}$$

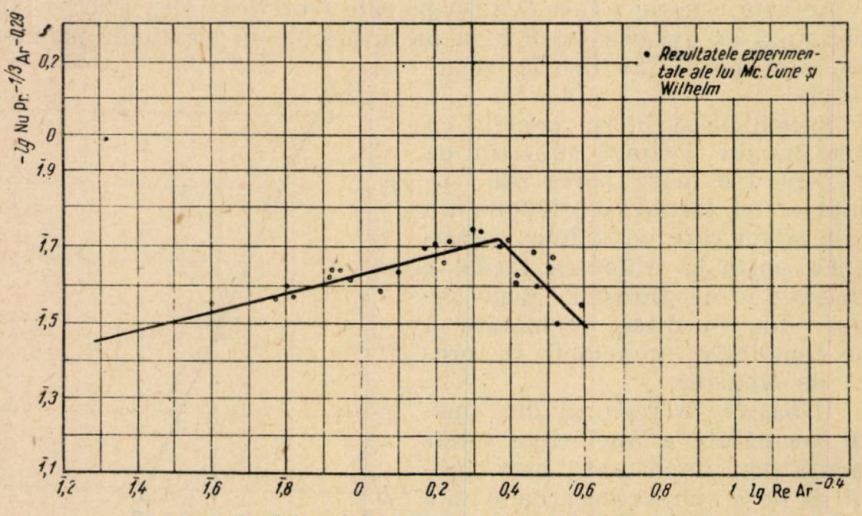


Fig. 5. — Coeficientul de transfer de masă fluid particulă.

Deoarece ε este funcție de $\mathcal{R}e$ și $\mathcal{A}r$, rezultă că

$$\mathcal{N}u = F_2(\mathcal{R}e, \mathcal{A}r, \mathcal{A}r). \tag{24}$$

Dacă reprezentăm grafic rezultatele lui Mc Cune și Wilhelm în coordonatele $\mathcal{N}u\ \mathcal{A}r^{-1/3}\ \mathcal{A}r^{-0{,}29}$, funcție de $\mathcal{R}e\ \mathcal{A}r^{-0{,}4}$ (vezi lucrarea anterioară [17]), se obține o curbă unică (fig. 5). Această curbă prezintă un maxim pentru

$$\mathcal{R}e\ \mathcal{A}r^{-0{,}4} = 2{,}15. \tag{25}$$

Pentru valori ale lui $\mathcal{R}e\ \mathcal{A}r^{-0{,}4} < 2{,}15$, această curbă poate fi reprezentată cu ajutorul ecuației

$$\mathcal{N}u = 0{,}426\ \mathcal{R}e^{0{,}30}\ \mathcal{A}r^{1/3}\ \mathcal{A}r^{0{,}17}, \tag{26}$$

iar pentru valori ale lui $\mathcal{R}e\ \mathcal{A}r^{-0{,}4} > 2{,}15$ de ecuația

$$\mathcal{N}u = 0{,}943\ \mathcal{R}e^{-1}\ \mathcal{A}r^{1/3}\ \mathcal{A}r^{0{,}69}. \tag{27}$$

Menționăm, în treacăt, faptul că problema transferului de masă fluid-particule poate fi examinată și pe cale teoretică pentru $\mathcal{R}e < 1$. Autorul, pornind de la modelul folosit de H a p p e l [22] pentru calculul

căderii de presiune într-un fluid care curge printr-un ansamblu de particule, a stabilit cu ajutorul acestui model expresii pentru distribuția de viteze. Expresiile obținute pentru componentele vitezei au servit apoi, urmărindu-se o cale identică aceleia folosite în legătură cu alte probleme în [19] și [23] la stabilirea unor expresii pentru coeficientul de transfer.

b) În cazul structurii cvasi-omogene, numărul lui Nusselt depinde nu numai de $\mathcal{R}_e$, $\mathcal{P}_r$ și ε ci și de Δe

$$\mathcal{N}_u = F_3 (\mathcal{R}_e, \mathcal{P}_r, \varepsilon, \Delta e). \tag{28}$$

După cum am arătat în unul din paragrafele precedente ale lucrării, amestecarea care este caracteristică structurii cvasi-omogene are drept consecință apariția unei vîscozități și a unei difuzivități termice suplimentare. Aceeași amestecare provoacă și o intensificare a schimbului de masă sau de căldură dintre particule și fluid. Pentru o primă evaluare, s-ar putea considera valabilă și în acest caz ecuația (23) cu deosebirea că în locul constatărilor fizice D (coeficientul de difuziune) și ν ale fluidului, apar mărimile

$$D' = D + k u_m D_p (1 - \varepsilon)^{-4/3} \varepsilon^{-2} \Delta e, \tag{29}$$

$$\nu' = \nu + k u_m D_p (1 - \varepsilon)^{-4/3} \varepsilon^{-2} \Delta e. \tag{30}$$

Termenul suplimentar $k u_m D_p (1 - \varepsilon)^{-4/3} \varepsilon^{-2} \Delta e$ din ecuațiile (29) și (30) reprezintă efectul amestecării. Trebuie subliniat încă odată caracterul extrem de aproximativ al formulei care se obține pe pe această cale.

c) În cazul fluidizării neomogene cu bule stabile, lucrurile se petrec ca și cum două *faze* distincte schimbă căldură cu particulele solide. O *fază* trece prin pachetele de particule solide, iar cealaltă fază străbate sub formă de bule stratul fluidizat. Avînd în vedere suprafața mult mai mare de contact dintre particulele din pachete și fluidul care trece prin ele decît între bule și particule, se poate considera că cea mai mare parte din căldură este transmisă de la gaz la particule în pachetele de particule. Coeficientul de transfer de căldură în aceste pachete poate fi probabil evaluat cu ajutorul ecuațiilor valabile pentru structurile omogene.

W a m s l e y și J o h a n s e n [15], urmărind evoluția în timp a temperaturii de ieșire a unui gaz care încălzește particulele solide ale unui strat fluidizat și definind coeficientul de transmitere α' prin ecuația

$$Q = \alpha' (t - T) A, \tag{31}$$

(în care Q reprezintă cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp, t — temperatura gazului la ieșirea din strat, A — suprafața particulelor solide și T — temperatura solidului), obțin pentru α' valori de ordinul lui 1 kcal/m²h grad. Pentru condițiile de lucru din [15], ecuațiile valabile pentru coeficientul de transfer în cazul fluidizării omogene conduc la valori cuprinse între 10^2 și 10^3 kcal/m²h grad.

Această contradicție este numai aparentă, pentru că mărimea α' nu are nimic comun cu coeficientul de transfer de căldură fluid-particulă. Am discutat această problemă și într-o altă lucrare [17]. O reluăm și aici într-un alt mod și cu numeroase completări.

Să considerăm de exemplu un gaz care încălzește particulele solide pe care le fluidizează. Dacă notăm cu ξ fracțiunea din debitul de gaz care trece prin pachetele de particule, cu t' temperatura cu care această fracțiune din gaz părăsește stratul fluidizat și cu t_i temperatura cu care intră gazul în stratul fluidizat, temperatura t cu care gazul părăsește stratul fluidizat este dată de expresia

$$t = \xi t' + (1 - \xi) t_i . \tag{32}$$

Subliniem faptul că această ecuație este valabilă numai dacă ξ nu variază pe înălțimea stratului fluidizat (deci în cazul forțelor interparticule importante.

Un bilanț termic conduce la ecuația *)

$$Wc_s \frac{dT}{d\theta} \approx Gc\,(t_i - t), \tag{33}$$

în care W reprezintă greutatea particulelor solide, c_s — căldura lor specifică, G — debitul gravimetric de gaz, c — căldura specifică a gazului.

Faptul că coeficientul real de transfer de căldură fluid-particulă este mare, ne permite să considerăm că temperatura t' este practic egală cu T. Prin integrarea, în aceste condiții, a ecuației (33), se obține ecuația

$$\ln \frac{t_i - t}{(t_i - t)_0} = -\xi \frac{Gc}{Wc_s}\theta. \tag{34}$$

Pentru coeficientul aparent de transfer de căldură definit prin ecuația (31), se obține ușor expresia

$$\alpha' = \frac{cG}{A}\frac{\xi}{1 - \xi}. \tag{35}$$

Subliniem faptul că ecuația (35) nu implică nici o presupunere în legătură cu amestecarea care are loc în gazul care curge prin pachetele de particule, ea fiind valabilă fie că amestecarea este nulă, fie că este foarte intensă.

Folosind rezultatele experimentale ale lui Wamsley și Johansen, obținem pentru ξ, cu ajutorul ecuației (34), valori de circa 0,7 sau 0,8. Deoarece pentru condițiile experimentale din [15] $G \approx 4$ kg/h; $c \approx 0{,}20$ kcal/kg grad; $A = 5{,}5$ m² și $\xi \approx 0{,}8$, rezultă că $\alpha' \approx 1$ kcal/m² h grad (valoarea determinată de Wamsley și Johansen).

Trebuie scos în evidență faptul că experiențe de tipul acelora efectuate de Wamsley și Johansen nu dau nici un fel de informații în legătură cu coeficientul de transfer de căldură gaz-particule, ci doar în legătură cu ξ. Materialul experimental pe care ni-l oferă lucrarea lui Wamsley și Johansen este însă prea sărac pentru a putea permite obținerea unor informații (eventual corelări) în legătură cu ξ.

*) Temperatura particulelor solide este considerată, în general, ca depinzînd numai de timp.

Din acest motiv am reluat în colaboare cu I. Teoreanu experiențele lui Wamsley și Johansen în scopul de a obține (în măsura în care va fi posibil) corelări în legătură cu ξ. Lucrarea nu este încheiată pînă în momentul de față. Se poate anticipa că este puțin probabilă obținerea unei corelări generale în ce privește ξ. Acest lucru se datorește, pe de o parte, faptului că valoarea lui ξ este determinată, printre altele, de forțele de frecare interparticule, pe care încă nu știm să le caracterizăm, iar pe de altă parte de o serie de factori a căror influență nu poate fi prevăzută (de pildă, ușoare modificări ale sitei pe care se găsește pulberea solidă).

În cazul forțelor de frecare interparticule puțin importante, bulele de gaz cresc pe înălțimea stratului pe seama gazului care curge printre particule. Nu se mai poate stabili de această dată o expresie pentru α' fără a face o serie de presupuneri suplimentare față de cele din cazul precedent. Lucrul acesta se datorește faptului că bulele de gaz cresc pe înălțimea stratului pe seama gazului care curge printre particule. În acest din urmă caz

$$t = \xi_e t' + (1 - \xi_e)\, t'', \tag{36}$$

ξ_e fiind valoarea lui ξ la ieșirea din strat și t'' temperatura gazului care curge sub formă de bule. Dacă amestecarea axială în gazul care curge printre particule este foarte mare

$$(1 - \xi_e)\, t'' = (1 - \xi_i)\, t_i + (\xi_i - \xi_e)\, t', \tag{37}$$

ξ_i reprezentînd valoarea lui ξ în vecinătatea intrării, și deci

$$t = (1 - \xi_i)\, t_i + \xi_i t'. \tag{38}$$

În acest caz rămîn valabile ecuațiile (34) și (35), numai că în locul lui ξ trebuie introdus ξ_i. Menționăm faptul, că chiar dacă amestecarea axială în gaz este neglijabilă, însă echilibrul termodinamic între particulele solide și gazul care curge printre ele este realizat în imediata vecinătate a intrării gazului, rămîn valabile tot ecuațiile (34) și (35), în care însă ξ trebuie înlocuit prin ξ_i. Se pune desigur problema precizării condițiilor în care, în cazul unei amestecări axiale neglijabile în gaz, putem sau nu putem folosi ecuațiile (34) și (35). Să examinăm deci, pentru acest caz, problema încălzirii unei pulberi solide fluidizate de către agentul de de fluidizare.

Să notăm cu

t' — temperatura gazului care curge printre particule solide,
x — distanța la baza coloanei de fluidizare,
H — înălțimea stratului fluidizat,
ε' — volumul pe unitatea de înălțime ocupat de gazul care curge printre particulele solide,
θ — timpul,
γ_g — greutatea specifică a gazului,

și să presupunem (vezi în acest sens [5]) că

$$\xi = \xi_i - \chi\, x. \tag{39}$$

Desigur că ultima ecuație poate fi folosită numai pentru acele valori ale lui x pentru care viteza gazului care curge printre particule este mai mare decît viteza minimă de fluidizare. De îndată ce viteza gazului care curge printre particule capătă această valoare, nu mai poate scădea. Pentru simplificarea calculului vom presupune că ξ este dat de ecuația (39) pe toată înălțimea H a stratului fluidizat.

Pentru procesul de transfer de căldură care are loc între faza solidă și faza gazoasă, putem scrie ecuațiile

$$\gamma_g \varepsilon' c \frac{\partial t'}{\partial \theta} + Gc \frac{\partial \xi t'}{\partial x} = -\frac{A\alpha}{H}(t' - T) + Gc \frac{\partial \xi}{\partial x} t', \tag{40}$$

$$Wc_s \frac{dT}{d\theta} = \frac{A}{H}\int_0^H \alpha(t' - T)\, dx. \tag{41}$$

În aceste ecuații am considerat că schimbul de căldură dintre particule și gazul care curge sub formă de bule este neglijabil și că gazul odată ajuns în bule nu trece din nou alături de gazul care curge printre particulele solide. Am presupus, de asemenea, pentru a putea efectua un calcul că suprafața A este uniform repartizată pe înălțimea H.

Remarcăm că în ecuația (40), primul termen din membrul stîng poate fi în general neglijat pentru fluidizarea cu gaze, așa că ea devine

$$Gc(\xi_i - \chi x) \frac{\partial t'}{\partial x} = -\frac{A\alpha}{H}(t' - T). \tag{40'}$$

Prin integrarea ecuației (40'), obținem

$$\frac{t' - T}{t_i - T} = \left(\frac{\xi_i}{\xi_i - \chi x}\right)^{-\frac{A\alpha}{HGc\chi}} \equiv \left(\frac{\xi_i}{\xi_i - \chi x}\right)^{-\beta}. \tag{42}$$

Introducînd această expresie în integrala din ecuația (41), această din urmă ecuație devine

$$Wc_s \frac{dT}{d\theta} = \frac{A\alpha}{H}(t_i - T)\int_0^H \left(1 - \frac{\chi x}{\xi_i}\right)^{\frac{A\alpha}{HGc\chi}} dx =$$

$$= \frac{A\alpha}{H}\left\{\frac{1}{1+\beta}\frac{\xi_i}{\chi} - \frac{1}{1+\beta}\frac{\xi_i}{\chi}\left(1 - \frac{\chi H}{\xi_i}\right)^{\beta+1}\right\}(t_i - T) \equiv$$

$$\equiv B(t_i - T). \tag{43}$$

Prin integrarea ecuației (43), obținem

$$T - t_i = (T_0 - t_i)\exp. -\left(\frac{B}{Wc_s}\theta\right). \tag{44}$$

În acest caz, temperatura t'' cu care gazul care trece sub formă de bule părăsește stratul fluidizat este dată de ecuația

$$(1 - \xi_e)\, t'' = (1 - \xi_i)\, t_i - \int_0^H \frac{d\xi}{dx}\, t'\, dx \tag{45}$$

și deci temperatura t cu care gazul părăsește stratul fluidizat, de ecuația

$$t = \xi_e t_e' + (1 - \xi_i)\, t_i - \int_0^H \frac{d\xi}{dx}\, t'\, dx. \tag{46}$$

Se poate obține ușor o ecuație pentru α', pe baza definiției generale

$$\alpha' = \frac{Gc(t_i - t)}{A(t - T)}. \tag{47}$$

Ecuația (42) permite să precizăm pentru care valoare a lui x, $t' \approx T$. Nu avem decît să determinăm valoarea lui x pentru care

$$\left(\frac{\xi_i}{\xi_i - \chi x}\right)^{-\frac{A\alpha}{HGc\chi}} \tag{48}$$

este suficient de mic, de pildă, 0,01.

Dacă valoarea care se obține pentru x este suficient de mică, înseamnă că și în cazul amestecării axiale neglijabile în gaz putem folosi ecuațiile (34) și (35) (în care ξ trebuie înlocuit cu ξ_i). Dacă, această condiție nu este îndeplinită, trebuie să folosim pentru calculul lui α' definit prin ecuația (47), ecuațiile (42), (44), (45) și pentru calculul temperaturii t ecuația (46).

Rezultatele experimentale de care dispunem [15] par să arate că echilibrul termodinamic este realizat pînă la valori mici ale lui x, de ordinul a cîtorva diametre de particulă. Datorită faptului că $\frac{A\alpha}{Gc}$ este, în general, foarte mare, calculul de mai sus justifică acest lucru

Să evaluăm raportul $\frac{A\alpha}{Gc}$ pentru condițiile experimentale din [15]. În acest caz $A \approx 5{,}5$ m², $G \approx 4$ kg/h, $c \approx 0{,}2$ kcal/kg grad și din evaluările noastre făcute cu ajutorul ecuației (26), rezultă că $\alpha \approx 300$ kcal/m²h grad. Raportul $\frac{A\alpha}{Gc}$ are deci în acest caz valoare foarte mare, de 2 000. Să considerăm pentru a evalua valoarea lui x de la care se poate considera echilibrul termodinamic practic realizat, că $\chi \approx 0$. Ecuația (48), devine în acest caz

$$e^{-\frac{A\alpha}{HGc}\frac{x}{\xi_i}} \approx 0{,}01.$$

Folosind valorile de mai sus și considerînd $\xi_i \approx 0{,}8$, obținem $\frac{x}{H} \approx$ $\approx 2{,}5 \cdot 10^{-3}$.

Deoarece, după cum se ştie, amestecarea axială în gaz este puţin intensă, faptul că temperatura gazului este practic constantă pe întreaga înălţime a gazului, se datoreşte echilibrului termodinamic care este realizat după o distanţă foarte scurtă de la intrarea gazului între solid şi gaz.

Institutul politehnic, Bucureşti

ANEXA 1

În cazul unui strat fix, căderea de presiune ΔP poate fi calculată cu ajutorul expresiei

$$\Delta P = \lambda \frac{H}{d_e} \frac{u_m^2}{2g} \gamma_f, \tag{1}$$

în care H este înălţimea stratului, iar λ, factorul de frecare, este o funcţie de numărul lui Reynolds $\mathcal{R}e^* = \frac{u_m d_e}{\nu}$.

Diametrul echivalent d_e este definit prin ecuaţia

$$d_e = \frac{4 \varepsilon V}{A}, \tag{2}$$

în care V reprezintă volumul stratului iar A suprafaţa particulelor solide plus suprafaţa laterală a coloanei de fluidizare. Deoarece, în general, suprafaţa particulelor solide este mult mai mare decît suprafaţa laterală a coloanei se poate neglija această din urmă suprafaţă în expresia lui A.

Pentru particule sferice

$$d_e = \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} D_p. \tag{3}$$

Considerînd că stratul fluidizat este o prelungire a unui strat fix, deci că mişcările pe care le capătă particulele solide în cazul unui strat fluidizat omogen nu influenţează în mod esenţial căderea de presiune, putem folosi ecuaţia (1) şi pentru un strat fluidizat. Deoarece, în acest din urmă caz

$$\Delta P \approx (\gamma_s - \gamma_e)(1 - \varepsilon) H, \tag{4}$$

rezultă că

$$2(1 - \varepsilon) \mathcal{A}r^* \mathcal{R}e^{*-2} = F(\mathcal{R}e^*), \tag{5}$$

unde

$$\mathcal{A}r^* \equiv \frac{g d_e^3}{\nu^2} \frac{\gamma_s - \gamma_e}{\gamma_s}. \tag{6}$$

Din ecuaţiile (4), (5) şi (2) se poate trage concluzia că $\varepsilon = f(\mathcal{R}e, \mathcal{A}r)$. O serie de rezultate experimentale proprii [1], cît şi unele rezultate din literatură arată că în realitate ε depinde şi de alte mărimi şi anume de înălţimea stratului H, diametrul tubului D şi diametrul D_p al particulelor solide. În lucrarea [1] a fost stabilită o expresie care ţine seama şi de aceste influenţe.

Faptul că o expresie de tipul acelora valabile pentru un strat fix nu poate fi prelungită la un strat fluidizat poate fi explicat în două moduri: în primul rînd prin mişcările particulelor solide în interiorul stratului, iar în al doilea rînd prin asimetria care apare în cazul unui strat fluidizat faţă de un strat fix. În timp ce în cazul unui strat fix distanţele dintre particulele solide sînt cam aceleaşi pe orizontală şi pe verticală, în cazul unui strat fluidizat distanţa pe verticală

este diferită de distanța pe orizontală. Gradul de asimetrie este firesc să depindă de o serie de caracteristici geometrice ale stratului fluidizat. Datorită asimetriei care apare în cazul unui strat fluidizat, diametrul echivalent d_e nu mai poate fi calculat cu ajutorul ecuației (2). Pentru menținerea din punct de vedere formal a acestei ecuații se poate considera că d_e este dat de o ecuație care are o formă înrudită cu ecuația (2)

$$d_e = \Phi \frac{4\varepsilon V}{A},$$

în care Φ este un factor de asimetrie.

Deși în ecuația (5) trebuie să apară acest factor de asimetrie, influența pe care o are asupra valorii lui ε nu este foarte importantă, așa că într-o primă aproximație se poate considera că $\varepsilon = f(\mathfrak{R}_e, \mathfrak{A}_r)$. Răspîndirea relativă a punctelor experimentale în reprezentările grafice din figurile (2) și (4) poate fi probabil parțial explicată prin neglijarea influenței factorului de asimetrie.

În ce privește fracția de goluri într-un strat fluidizat neomogen, remarcăm :

a) dacă forțele interparticule sînt intense (diametre mici ale particulelor) nu este posibilă obținerea unei corelații generale ;

b) dacă forțele interparticule sînt slabe (diametre mari ale particulelor) este posibilă obținerea unei corelații cu caracter general.

Aceasta se datorește faptului că în primul caz nu știm încă să caracterizăm forțele de frecare interparticule.

СТРУКТУРА СЛОЯ И МЕХАНИЗМ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА ИЛИ МАССЫ В СЛУЧАЕ КИПЯЩЕГО СЛОЯ

РЕЗЮМЕ

Настоящая работа содержит три раздела. В первом разделе рассматривается структура кипящего слоя, причем подчеркивается значительная роль междумолекулярных сил.

Для охарактеризования кипящего слоя предлагаются две величины, а именно:

1) Разница e между средней фракцией пустот и фракцией пустот однородного кипящего слоя.

2) Среднеквадратическое отклонение фракции пустот Δe.

Первая из этих величин характеризует качество контакта газ-частицы, а вторая — качество смеси газ-отдельные частицы. Во втором разделе рассматривается механизм переноса тепла слой — стенка в отдельности для каждой структуры. Для однородной структуры ($e = 0$, Δe — небольшое) предлагаются уравнения (5), (12) и (13). Для структуры, именуемой автором квазиоднородной и характеризуемой через $e \approx 0$ и Δe — большим, предлагается уравнение (14). Для последнего случая предлагаются также выражения для теплопроводности и вязкости слоя. Для неоднородной структуры с достаточно хорошим смешением, предлагается уравнение (20). В третьем разделе работы рассматривается механизм переноса тепла между частицами и рабочей средой. Для однородной структуры предлагаются уравнения (23), (26) и (27). Последний раздел содержит также расширенный разбор работы Уамслей и Иоансена.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Возможные структуры кипящего слоя.
Рис. 2. — Коэффициент переноса тепла слой-стенка (теоретическая корреляция).
Рис. 3. — Коэффициент переноса тепла слой-стенка (полуэмпирическая корреляция).
Рис. 4. — Зависимость фактора Ψ от фракции пустот ε.
Рис. 5. — Коэффициент переноса массы частица-среда.

STRUCTURE DE LA COUCHE ET MÉCANISME DU TRANSFERT DE CHALEUR OU DE MASSE, DANS LE CAS D'UNE COUCHE FLUIDISÉE

RÉSUMÉ

Le présent travail comprend trois chapitres. Dans le premier chapitre, l'auteur examine la structure de la couche fluidisée, en insistant sur le rôle important que jouent les forces entre les particules. Pour caractériser la structure d'une couche fluidisée, il propose d'utiliser deux grandeurs :

1) La différence e entre la fraction moyenne de vides et la fraction de vides, dans une couche fluidisée homogène.

2) L'écart quadratique moyen de la fraction de vides Δe.

La première de ces grandeurs caractérise la qualité du contact gaz-particules, et la seconde la qualité du mélange gaz-particules individuelles. Le second chapitre du travail analyse le mécanisme du transfert de chaleur couche-paroi pour chacune de ces structures. Pour la structure homogène ($e = 0$, Δe petit) l'auteur propose les équations (5), (12) et (13). Pour la structure appelée par l'auteur quasi-homogène et qui est caractérisée par $e \approx 0$ et Δe grand, il propose l'équation (14). Dans ce dernier cas, il propose en outre des formules pour la conductivité thermique et la viscosité de la couche. Pour la structure non homogène, à mélange suffisamment intense, c'est l'équation (20) qui est proposée. Dans le troisième chapitre, on examine le mécanisme du transfert de chaleur entre les particules et le fluide. Pour la structure homogène on propose les équations (23), (26), (27). En outre, le dernier chapitre contient une ample discussion sur le travail de Wamsley et Johansen.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Structures possibles d'une couche fluidisée.
Fig. 2. — Coefficient de transfert de chaleur couche-paroi (corrélation théorique).
Fig. 3. — Coefficient de transfert de chaleur couche-paroi (corrélation semi-empirique).
Fig. 4. — Dépendance du facteur Ψ de la fraction de vides, ε.
Fig. 5. — Coefficient de transfert de masse fluide-particules.

BIBLIOGRAFIE

1. E. RUCKENSTEIN, I. TEOREANU, Buletinul Inst. politehnic București, *4* (1959).
2. L. MASSIMILA, I. W. WESTWATER, **6**, 134 (1960).
3. E. RUCKENSTEIN, I. TEOREANU, Rev. de chimie, 5 (1960).
4. G. YASUI, L. N. IOHANSEN, A. I. Ch. E. Journal *4*, 445 (1958).
5. P. K. BAUMGERTEN, R. L. PIGFORD, A. I. Ch. E. Journal **6**, 115 (1960).
6. E. RUCKENSTEIN, V. SHORR, Studii și cercetări de energetică, **8**, 8 (1958).
7. O. LEVENSPIEL, I. S. WALTON, Chem. Eng. Progress, Symposium series, **50**, *9* (1954).
8. E. RUCKENSTEIN, V. SHORR, G. SUCIU, Studii și cercetări de fizică, **10**, 235 (1959).
9. H. S. MICKLEY, C. A. TRILLING, Ind. Eng. Chem., **41**, 1137 (1949).
10. W. M. DOW, M. IAKOB, Chem. Eng. Progress, **40**, 637 (1951).
11. E. RUCKENSTEIN, Rev. de Chimie, *8*, 749 (1957).
12. E. RUCKENSTEIN, Rev. de Chimie, *1* (1959).
13. W. K. LEWIS, E. R. GILLILAND, W. C. BAUER, Ind. Eng. Chem, **41**, 1104 (1949).
14. I. CHU, I, HALL W. A. WETTEROLH, Chem. Eng. Progress, **49**, 141 (1953).
15. W. W. WAMSLEY, L. M. IOHANSEN, Chem. Eng. Progress, **50**, 374 (1954).
16. И. ЧИНБОРОВСКИЙ, И. РОЗАК, *Инженерно-физический журнал*, Минск, *2*, 3 (1959).
17. E. RUCKENSTEIN, I. TEOREANU, Rev. de Chimie, *11*, 137 (1960).
18. S. TANEDA, Reports of Research Inst. for App. Mecanics, **IV**, *16*, 99 (1956).
19. Г. А. АКСЕЛЬРУД, *Журнал физической химии*, **27**, 1446 (1953).
20. F. H. GARNER, R. D. SUCKLING, A. I. Ch. E. Journal, *4*, 114 (1958).
21. L. K. Mc CUNE, R. H. WILHELM, Ind. Eng. Chem., **41**, 1124 (1949).
22. I. HAPPEL, A. I. Ch., E. Journal, *4*, 197 (1958).
23. E. RUCKENSTEIN, Rev. de Chimie, *10*, 500 (1959).
24. R. H. WILHELM, M. KWAUK, Chem, Eng. Progress. *44*, 201 (1958).

ASUPRA UNOR PROCESE TRANZITORII CE INFLUENŢEAZĂ ALEGEREA INERŢIEI TERMICE A CAZANELOR INDUSTRIALE *)

DE

N. ANTONESCU şi colaboratori

Într-un articol precedent [1] s-a analizat o metodă de determinare a caracteristicii de inerţie necesară cazanelor industriale în condiţiile de lucru ale sistemelor termice mici, cu consumatori de abur tehnologic, a căror caracteristică de funcţionare este cunoscută.

În cazul unui sistem termic cu mulţi consumatori, care pentru cazul cel mai general vor fi consumatori de abur pentru forţă, deci cu variaţii statistice a parametrilor de consum, metoda amintită nu poate fi aplicată decît printr-o schematizare matematică a acestor variaţii. În lucrarea de faţă se prezintă o metodă mai generală de rezolvare a problemei, metodă care cuprinde ca un caz particular cazul sistemelor termice mici cu consumatori tehnologici de abur.

Practic, problema pusă spre rezolvare are diverse forme. Astfel, într-un prim caz, se poate cere determinarea inerţiei termice a cazanului astfel ca variaţia parametrilor aburului să producă variaţii numai în anumite limite a parametrilor de stare a fluidului din interiorul sistemului fierbător a cazanului. Într-un alt caz, se poate studia mărimea variaţiei parametrilor fluidului din sistemul fierbător la variaţii date ale parametrilor de debitare a aburului. În sfîrşit, o altă grupă de cazuri poate urmări domeniul de sarcini în care poate lucra cazanul astfel ca la anumite variaţii date ale parametrilor de debitare a aburului, variaţiile parametrilor emulsiei din sistemul fierbător să se menţină în limitele admisibile.

Pentru cuprinderea problemei în toată generalitatea ei, schema termică producător-consumator de abur va fi caracterizată prin cîteva mărimi principale ce se referă la tamburul şi sistemul fierbător al caza-

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 20 octombrie 1960.

nului, acestea constituind în principal elementele de inerţie termică a instalaţiei.

O primă mărime principală va fi considerat debitul de abur (G), deoarece pentru cazul de faţă reprezintă elementul variabil în funcţionare. Debitul de abur livrat de tambur defineşte şi celelalte mărimi de stare ale aburului, deoarece producţia de căldură fiind cunoscută, raportarea ei la debitul de abur va determina entalpia şi aceasta la rîndul ei caracterizează starea pe curba de saturaţie. Pentru emulsia ce intră din sistemul fierbător în tambur, debitul de abur din emulsie caracterizează titlul ei, presiunea emulsiei fiind în orice moment egală cu presiunea aburului debitat.

O a doua mărime principală este debitul termic al instalaţiei, D^* în kcal/s. În condiţiile prezentei probleme debitul termic este constant avînd în vedere că aportul de căldură în instalaţie este constant şi că un surplus de debit de fluid livrat consumatorilor se face printr-o scădere proporţională a presiunii, respectiv entalpiei aburului [1].

O a treia mărime principală a sistemului este căldura acumulată în tambur şi sistemul fierbător, Q, în kcal, la starea normală a sistemului, adică la parametrii medii în jurul cărora variază parametrii funcţionali. Pentru cazanele cu rezervă mare de apă, Q poate fi considerat constant; se recomandă totuşi să se verifice pentru fiecare caz în parte, eroarea făcută prin această aproximare.

Cu aceste mărimi principale, comportarea sistemului va fi dată de ecuaţia (1) care stabileşte legătura între inerţia termică a cazanului şi variaţia cantităţilor de aburi care intră şi ies din tambur

$$Q\frac{dG_i}{dt} = D^*(G_e - G_i), \tag{1}$$

unde

G_e — este debitul de ieşire a aburului din tambur (kg/s);

G_i — debitul de intrare a aburului în tambur din sistemul fierbător şi t, timpul.

Căldura acumulată Q, cuprinde termenii care influenţează inerţia cazanului

$$Q = \sum G_{\text{apă}}\, i_{\text{apă}} + \sum G_{\text{ab}}\, i_{\text{ab}} + \sum G_{\text{met}}\, c_p\, \theta_{\text{met}} + \sum \xi G_{\text{zid}}\, c_p\, \theta_{\text{zid}}, \tag{2}$$

unde G reprezintă greutăţile apei, aburului, metalului şi zidăriei aferente sistemului fierbător inclusiv tamburul,

i — entalpia apei, respectiv aburului,

c_p — călduri specifice,

θ — temperaturile metalului şi zidăriei, şi

ξ — factorul de atenuare a influenţei acumulatorilor care nu intervin nemijlocit în determinarea inerţiei cazanului.

Debitul termic al instalaţiei, D^*, este determinat de aporturile de căldură în instalaţie

$$D^* = Q'_{\text{alim}} + Q'_{\text{fierb}} + Q'_{\text{ec}} - Q'_{\text{purj}} + \dots \tag{3}$$

unde Q' sînt debitele de căldură intrate în instalație prin alimentare, prin sistemul fierbător, prin economizor, ieșite prin purje etc.

Trebuie remarcat, referitor la debitul termic, că funcție de sarcina considerată a cazanului, el poate avea diferite valori considerate ca nominale pentru cazul calculat și, deoarece se vede din ecuația (1) că mărimea lui influențează comportarea sistemului, rezultă că această comportare se poate calcula pentru diverse trepte de sarcină posibile pentru instalație, alese inițial.

Debitul aburului emis de tambur, G_e, va varia în jurul valorii normale $\overline{G}$ a debitului, variația fiind caracterizată prin abaterea respectivă.

Debitul de intrare G_i est un debit de abur variind tot în jurul valorii normale $\overline{G}$, însă avînd fluctuații mult atenuate față de variațiile de ieșire, datorită efectului de amortizare a inerției termice.

Ceilalți parametri caracteristici ai emulsiei de intrare se determină astfel: presiunea, cu variațiile ei, va fi aceeași ca pentru condițiile de ieșire, iar titlul va fi determinat în orice moment de valoarea debitului de abur din emulsie la timpul respectiv.

Ecuația (1) prezentată mai sus, leagă așadar între ele debitul de căldură D^*, valoarea acumulării de căldură a cazanului (sau a bateriei de cazane) Q, și valorile debitelor momentane G_e și G_i care după cum s-a văzut sînt mărimi ce prezintă fluctuații statistice în timp, impuse de natura și modul de lucru al rețelei termice.

Fluctuațiile debitului consumatorului, respectiv a rețelei termice, situîndu-se în mod practic în jurul unei valori medii definită de debitul $\overline{G}$ se poate scrie că

$$G_e = \overline{G} + \delta_e , \tag{4}$$

iar pentru cazan, în mod analog

$$G_i = \overline{G} + \delta_i . \tag{5}$$

Întrucît variațiile δ_e și δ_i pot fi reprezentate analitic cu destulă greutate și numai pe bază de analiză armonică descompunînd sinusoidele deformate prin metoda Fourier, integrarea ecuației prezintă dificultăți însemnate. De aceea, autorii acestui articol au recurs la o metodă cunoscută de statistică matematică, metodă ce a fost utilizată și de Danckwerts și Sellers [2] la studiul rezervoarelor tampon din industria chimică, unde intervin ecuații de aceeași formă.

Definind abaterea patratică medie a valorii debitului

$$\sigma^2 = \overline{(G - \overline{G})^2},$$

atunci

$$\sigma_e^2 = \overline{(\delta_e)^2} \quad \text{iar} \quad \sigma_i^2 = \overline{(\delta_i)^2}, \tag{6}$$

considerînd $\overline{G}$ valoarea medie a debitului constantă în timp, atunci ecuația (1) se poate transcrie sub forma

$$Q\frac{d\delta_i}{dt} = D^*(\delta_e - \delta_i), \tag{7}$$

a cărei soluţie este

$$\delta_i = \frac{D^*}{Q}\int_0^t e^{-\frac{D^*}{Q}\theta} \cdot \delta_e(t-\theta)\cdot d\theta, \tag{8}$$

soluţie obţinută prin metoda lui Duhamel şi aplicarea calculului operaţional, [3].

Avînd în vedere că produsul termenilor de sub semnul integral la intervale de timp destul de mari şi la valori ale lui δ_e astfel că $\delta_e \leqslant \delta_{e_{max}}$ şi de valoare finită, limita superioară a integralei se poate substitui cu valoarea infinit şi că integrala (8) beneficiază de posibilitatea analitică de a fi ridicată la patrat se poate obţine prin aplicarea unor reguli cunoscute că

$$(\delta_i)^2 = 2\left(\frac{D^*}{Q}\right)^2 \int_{\theta=0}^{\infty}\int_{r=0}^{\infty} \delta_e(t-\theta)\cdot e^{-\frac{D^*}{Q}\theta} \cdot \delta_e(t-\theta-r)\cdot e^{-\frac{D^*}{Q}(\theta+r)} \cdot dr\cdot d\theta. \tag{9}$$

Mediind valoarea integralei astfel obţinute pe întregul interval de timp t se obţine

$$\sigma_i^2 = \overline{(\delta_i)^2} = 2\left(\frac{D^*}{Q}\right)^2 \int_{\theta=0}^{\infty}\int_{r=0}^{\infty} e^{-\frac{D^*}{Q}(2\theta-r)} \overline{\delta_e(t-\theta)\cdot\delta_e(t-\theta-r)}\cdot dr\cdot d\theta. \tag{10}$$

Dacă se defineşte atunci aşa-numitul coeficient de autocorelaţie

$$R(r) = \frac{\overline{\delta_e(t')\cdot\delta_e(t'+r)}}{\sigma_e^2},$$

care determină o mărime de corelare între două deviaţii δ survenite la intervalul de timp r, relaţia (10) devine

$$\frac{\sigma_i^2}{\sigma_e^2} = 2\left(\frac{D^*}{Q}\right)^2 \int_0^{\infty} e^{-\frac{2D^*}{Q}\theta} d\theta \int_0^{\infty} e^{-\frac{D^*}{Q}r} \cdot R(r)\cdot dr, \tag{11}$$

care se poate integra în raport cu r şi θ pe tot intervalul de timp $0 \to \infty$.

Integrînd în raport cu θ se obţine în cele din urmă

$$\frac{\sigma_i^2}{\sigma_e^2} = \frac{D^*}{Q}\int_0^{\infty} e^{-\frac{D^*}{Q}r} \cdot R(r)\, dr. \tag{12}$$

Aşadar, mărimile D^*, Q, σ_e^2 şi σ_i^2 apar legate în (12) prin intermediul coeficientului de autocorelare $R(r)$.

Pentru determinarea acestuia se procedează în modul următor :

— Se tabulează valorile δ_{e_i}, $i = 1, 2, 3, \ldots, n$, la intervale de timp egale.

— Se calculează apoi diferenţele $D = \delta_{e_i} - \delta_{e_{i+1}}$ şi sumele $S = \delta_{e_i} + \delta_{e_{i+1}}$ cît şi expresiile $\sum_{i=1}^{n} D^2$ şi $\sum_{i=1}^{n} S^2$,

— rezultă atunci

$$R(r) = \frac{\sum S^2 - \sum D^2}{\sum S^2 + \sum D^2}. \tag{13}$$

Repetînd calculul pentru $r = 2\Delta t$ adică $S = \delta_{e_i} + \delta_{e_{i+2}}$ și $D = \delta_{e_i} - \delta_{e_{i+2}}$ se obține o altă valoare pentru $R(r)$.

Conducînd mai departe calculul pentru intervale de timp $r = n\Delta t$, $n = 1, 2, \ldots, k$, intervale ce din curba de variație a consumatorului au fost definite drept reprezentative, se poate obține alura generală a curbei de autocorelare în funcție de timp. Această alură obținută prin calcul poate fi asimilată cu o sinusoidă sau o altă curbă cunoscută analitic și expresia ei introdusă în (12); expresia (12) permite atunci prin rezolvare să se obțină relația între abaterea patratică medie a valorii mărimii de intrare, abaterea patratică medie a valorii mărimii de ieșire; fluxul de căldură al sistemului și rezerva de căldură a sistemului, în formă explicită.

Se pot atunci obține relațiile generale

$$\sigma_i^2 = \psi_1(D^*, Q, \sigma_e^2, c), \tag{14}$$

$$\sigma_e^2 = \psi_2(D^*, Q, \sigma_i^2, c), \tag{15}$$

$$D^* = \psi_3(Q, \sigma_i^2, \sigma_e^2, c), \tag{16}$$

$$Q = \psi_4(D^*, \sigma_i^2, \sigma_e^2, c). \tag{17}$$

Cu aceste relații se pot calcula valorile uneia din mărimile definite de (14), (15), (16) și (17) în condițiile fluctuațiilor impuse de consumator și a unei anumite rezerve termice a sistemului etc.

Relațiile definite mai sus pot servi, așadar, la stabilirea valorii rezervei termice a sistemului Q cunoscînd solicitarea fluctuantă a consumatorului, dată prin σ_e^2, variația fluxului de căldură în cazan la variații de sarcină și debitul termic ce trebuie asigurat consumatorului, parametrii care se pot antecalcula cu ușurință.

Impunîndu-se σ_e^2 de exemplu, se pot alege tipurile de cazane necesare unei anumite rețele termice.

Un alt caz interesant este acela în care cazanele ce alimentează rețeaua sînt date împreună cu caracteristicile lor D^*, Q și σ_i^2 se caută tipul de utilizator de abur adecvat. Mărimile σ_e^2 și σ_i^2 se determină experimental sau se antecalculează.

Trebuie menționat că valoarea coeficientului de autocorelare se menține întotdeauna între limitele $-1 \leqslant R(r) \leqslant 1$ cu $R(0) = 1$.

О ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ, ВЛИЯЮЩИХ НА ВЫБОР ТЕПЛОВОЙ ИНЕРЦИИ ПАРОВЫХ КОТЛОВ ПРОМЫШЛЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается методика расчета определения необходимой тепловой инерции промышленных паровых котлов, в зависимости от параметров переходных режимов работы. С этой целью применяется общий метод статистической интерпретации колебания нагрузки,

который приводит к широко используемому уравнению (12). Предлагаемый метод разрешает уточнить, в самых распространенных случаях работы установок, категории потребителей, требования которых могут быть удовлетворены определенным типом котла, и, наоборот, условия, которым должен соответствовать котел с точки зрения тепловой инерции с тем, чтобы быть в состоянии удовлетворить требования данных потребителей.

SUR QUELQUES PROCESSUS TRANSITOIRES CAPABLES D'INFLUENCER LE CHOIX DE L'INERTIE THERMIQUE DES CHAUDIÈRES À VAPEUR INDUSTRIELLES

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent une méthode de calcul permettant de déterminer l'inertie thermique nécessaire aux chaudières à vapeur industrielles en fonction des paramètres des régimes de fonctionnement transitoires. A cet effet, ils appliquent une méthode générale d'interprétation statistique des variations de charge, qui conduit à l'établissement d'une équation (12), largement utilisable. La méthode proposée permet de préciser, dans les cas les plus généraux de fonctionnement des installations, les catégories de consommateurs pouvant être satisfaits par un type donné de chaudière et, réciproquement, les conditions que doit remplir une chaudière, au point de vue de l'inertie thermique, pour satisfaire à un système donné de consommateurs.

BIBLIOGRAFIE

1. ANTONESCU N. şi colaboratori, *Calculul caracteristicii de inerţie necesară cazanelor industriale.* Studii şi cercetări de energetică, *4*, 1960 (sub tipar).
2. DANCKWERTS P. V., SELLERS E. S., *The effect of Hold-Up and Mixing on a stream of Fluctuating Composition.* The Industrial Chemist, spet., 395 (1951).
3. CHURCHILL V. R., *Modern operational Mathematics in Engineering.* Mc Graw-Hill Book Comp., New York and London, 1944.

O METODĂ DE CALCUL A PROCESULUI DE SCHIMBARE A ÎNCĂRCĂTURII CILINDRULUI LA MOTOARELE ÎN DOI TIMPI CU BALEIAJ ÎN ECHICURENT

DE

G. BĂRĂNESCU

1. INTRODUCERE

Una din problemele importante ale motoarelor în doi timpi este calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului. Spre deosebire de motoarele în patru timpi, această operație se efectuează și cînd ciclul este calculat prin metode aproximative, în vederea determinării secțiunilor orificiilor de distribuție.

Din literatură se cunosc mai multe metode de calcul a procesului de schimbare a încărcăturii la motoarele în doi timpi. Ele folosesc unele ipoteze simplificatoare, ca de exemplu neglijarea modificării compoziției gazelor în timpul procesului, considerarea căldurilor specifice constante etc. În realitate procesul decurge cu o variație însemnată a compoziției gazelor, și cu variații de temperatură care pot depăși 1000°C; ca urmare rezultatele calculului diferă mult de situația reală.

În prezentul articol se prezintă o metodă îmbunătățită de calcul a procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului la motoarele în doi timpi. S-a considerat cazul unui motor cu baleiaj în echicurent, la care, datorită circulației ordonate a gazelor prin cilindru, pot fi folosite unele ipoteze care ușurează calculul. Astfel, se presupune că gazele de ardere și fluidul proaspăt din cilindru nu se amestecă, suprafața lor de separație fiind normală pe axa cilindrului. Se mai presupune că aceste gaze se află la aceeași presiune, însă la temperaturi diferite. În cilindru se neglijează schimbul de căldură dintre gaze, și energia lor cinetică. Condițiile din amontele și din avalul cilindrului sînt considerate cunoscute.

2. STABILIREA ECUAȚIILOR DE CALCUL

Se folosesc notațiile următoare :

p — presiune [kgf/m^2];
V — volumul cilindrului [m^3];
v — volum specific [m^3/kg];
T — temperatură absolută [°K];
G — cantitate de substanță [kg];
U — energie internă [kcal];
u — energie internă specifică [kcal/kg];
i — entalpie specifică [kcal/kg];
s — entropie specifică [kcal/kg grad];
R — constanta gazului [kgm/kg grad];
$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ — raportul căldurilor specifice ale gazului [—];
α — coeficient de convecție [kcal/m^2 · h grad];
λ — coeficient de conductibilitate [kcal/m.h.grad];
δ — grosimea peretelui cilindrului [m];
F — suprafață de schimb de căldură [m^2];
f — secțiune de scurgere [m^2];
μ — coeficient de scurgere [—];
n — turația motorului [rot/min];
θ — unghiul de rotație al arborelui cotit [°];
τ — timp [h];
A — echivalentul termic al lucrului mecanic [kcal/kgm];
g — accelerația gravității [m/s^2].

Semnificația indicilor : g — gaze de ardere ; pr — fluid proaspăt înaintea luminilor de baleiaj ; a — fluid proaspăt în cilindru ; r — răcire ; e — evacuare ; b — baleiaj.

Pentru gazele de ardere din cilindru variația elementară a energiei interne este dată de formula

$$dU_g = -dQ_{r_g} - A \cdot p \cdot dV_g - i_g dG_g . \tag{1}$$

Pentru fluidul proaspăt se obține

$$dU_a = -dQ_{r_a} - A \cdot p \cdot dV_a + i_{pr} dG_a . \tag{2}$$

Volumele V_g și V_a pe care le ocupă în momentul considerat respectiv gazele de ardere și fluidul proaspăt din cilindru sînt legate prin condiția

$$V_g + V_a = V. \tag{3}$$

Din ecuația de stare a gazelor perfecte scrisă pentru cele două gaze se obține

$$p = \frac{G_g \cdot R_g \cdot T_g}{V_g} = \frac{G_a \cdot R_{pr} \cdot T_a}{V_a} . \tag{4}$$

Se notează cu z raportul dintre volumul ocupat de gazele de ardere și volumul cilindrului în momentul respectiv

$$z = \frac{V_g}{V}; \tag{5}$$

din formulele (3)... (5) rezultă

$$z = \frac{G_g \cdot R_g \cdot T_g}{G_g \cdot R_g \cdot T_g + G_a \cdot R_{pr} \cdot T_a}. \tag{6}$$

Prin diferențierea formulelor (3) și (5) se deduce

$$dV_g = z \cdot dV + V \cdot dz, \tag{7}$$

$$dV_a = (1 - z)\, dV - V \cdot dz. \tag{8}$$

Explicitînd termenii din ecuațiile (1) și (2), alegînd ca variabilă independentă unghiul de rotație al arborelui cotit

$$d\theta = 21\,600\ n \cdot d\tau,$$

considerînd scurgerea gazelor ca adiabată și presupunînd că energia cinetică a fluidului proaspăt care intră în cilindru este transformată integral în căldură datorită frecărilor, se obține

$$\frac{dU_g}{d\theta} = -\frac{1}{21\,600\,n} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F_g(T_g - T_r) - A \cdot p \cdot z \cdot \frac{dV}{d\theta} -$$

$$- A \cdot p \cdot V \frac{dz}{d\theta} - \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_e \cdot f_e}{v_{g_e}} \cdot i_g \sqrt{i_g - i_{g_e}}, \tag{9}$$

$$\frac{dU_a}{d\theta} = -\frac{1}{21\,600\,n} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F_a(T_a - T_r) - A \cdot p\,(1 - z) \frac{dV}{d\theta} +$$

$$+ A \cdot p \cdot V \frac{dz}{d\theta} + \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_b \cdot f_b}{v_{pr_b}} \cdot i_{pr} \sqrt{i_{pr} - i_{pr_b}}. \tag{10}$$

În aceste formule v_{g_e} și i_{g_e} sînt respectiv volumul specific și entalpia specifică ale gazelor de ardere la ieșirea din orificiile de evacuare, iar v_{pr_b} și i_{pr_b} volumul specific și entalpia specifică ale fluidiului proaspăt la intrarea în cilindru.

Cantitatea elementară de gaze de ardere evacuată din cilindru și cantitatea elementară de fluid proaspăt intrată în cilindru sînt date de formulele

$$\frac{dG_g}{d\theta} = \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_e \cdot f_e}{v_{g_e}} \sqrt{i_g - i_{g_e}}, \tag{11}$$

$$\frac{dG_a}{d\theta} = \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_b \cdot f_b}{v_{pr_b}} \sqrt{i_{pr} - i_{pr_b}}. \tag{12}$$

3. INTEGRAREA ECUAȚIILOR

Pentru integrarea ecuațiilor (9)... (12), care precizează procesul din cilindru în perioada de baleiaj, se folosește un procedeu grafic. În acest scop, se reprezintă următoarele diagrame :

— diagramele energiilor interne ale gazelor de ardere și ale fluidului proaspăt din cilindru, în funcție de unghiul θ (fig. 1 *a*, 1 *c*);

— diagramele energie internă specifică-temperatură a gazelor din cilindru (fig. 1 *b*, 1 *d*);

— diagramele cantităților de gaze din cilindru în funcție de unghiul θ (fig. 1 *e*, 1 *f*);

— diagramele entalpie specifică-entropie specifică pentru gazele din cilindru (fig. 1 *h*, 1 *j*).

În ultimele diagrame se trasează curba de variație a mărimii $\frac{AR}{2} \cdot \varkappa \cdot T$ pentru gazul respectiv, reprezentată pe abscisă la scara entalpiei, în funcție de temperatură, reprezentată pe ordonată la scara care corespunde entalpiei ; cu ajutorul acestei curbe se determină pentru gazul respectiv regimul de scurgere și variația de entalpie realizată în cursul scurgerii [2].

Integrarea se efectuează pentru intervale mici $\Delta\theta$ a căror mărime se alege în raport cu precizia necesară.

Ca exemplu se arată metoda de integrare pentru intervalul q, $q+1$. Din ecuațiile (9)...(12) se determină pantele $\left(\frac{dU_g}{d\theta}\right)_q$, $\left(\frac{dU_a}{d\theta}\right)_q$, $\left(\frac{dG_g}{d\theta}\right)_q$, $\left(\frac{dG_a}{d\theta}\right)_q$ cu ajutorul cărora se trasează în diagramele respective dreptele $O - 1'$; în punctele $1'$ se obțin valorile medii pe interval $U'_{g_{q+1}}$, $U'_{a_{q+1}}$, $G'_{g_{q+1}}$, $G'_{a_{q+1}}$. Energiile interne specifice medii pe interval sînt

$$u'_{g_{q+1}} = \frac{U'_{g_{q+1}}}{G'_{g_{q+1}}}, \quad u'_{a_{q+1}} = \frac{U'_{a_{q+1}}}{G'_{a_{q+1}}}.$$

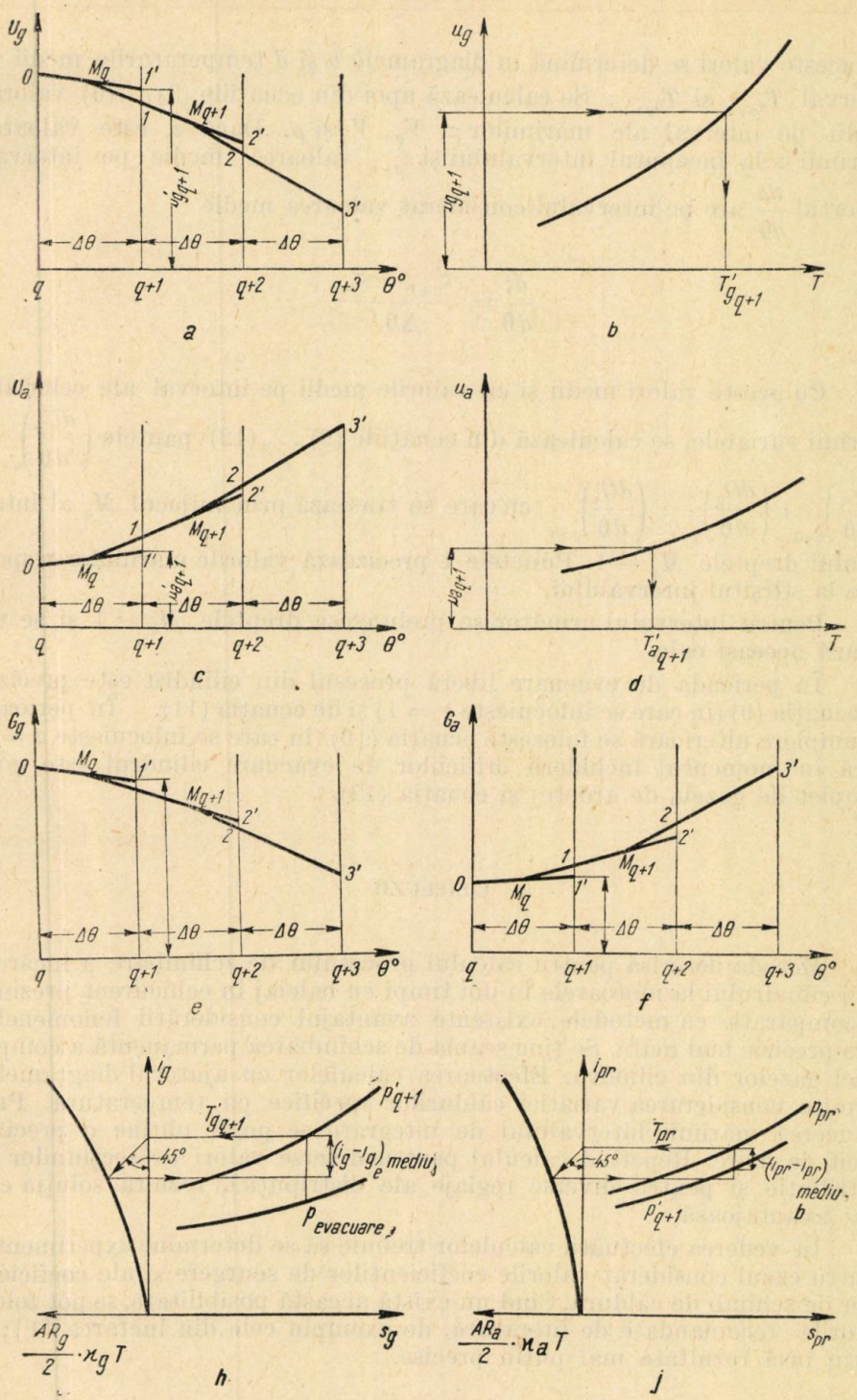


Fig. 1. — Integrarea grafică a ecuațiilor de calcul.

Cu aceste valori se determină în diagramele *b* și *d* temperaturile medii pe interval $T'_{g_{q+1}}$ și $T'_{a_{q+1}}$. Se calculează apoi din ecuațiile (3)...(6) valorile medii pe interval ale mărimilor z, V_g, V_a și p. Dacă z_q este valoarea mărimii z la începutul intervalului și z'_{q+1} valoarea medie pe interval, raportul $\frac{dz}{d\theta}$ are pe intervalul considerat valoarea medie

$$\frac{dz}{d\theta} = \frac{z'_{q+1} - z_q}{\Delta\theta}.$$

Cu aceste valori medii și cu valorile medii pe interval ale celorlalte mărimi variabile, se calculează din ecuațiile (9) ... (12) pantele $\left(\frac{dU_g}{d\theta}\right)_{q+1}$, $\left(\frac{dU_a}{d\theta}\right)_{q+1}$, $\left(\frac{dG_g}{d\theta}\right)_{q+1}$, $\left(\frac{dG_a}{d\theta}\right)_{q+1}$ cu care se trasează prin mijocul M_q al intervalului dreptele $M_q - 1$. Punctele 1 precizează valorile mărimilor respective la sfîrșitul intervalului.

Pentru intervalul următor se prelungesc dreptele $M_q - 1$ și se urmează aceeași cale.

În perioada de evacuare liberă procesul din cilindru este precizat de ecuația (9) (în care se înlocuiește $z = 1$) și de ecuația (11). În perioada de umplere ulterioară se folosește ecuația (10) (în care se înlocuiește $z = 0$, dacă în momentul închiderii orificiilor de evacuare cilindrul este golit complet de gazele de ardere) și ecuația (12).

CONCLUZII

Metoda descrisă pentru calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului la motoarele în doi timpi cu baleiaj în echicurent prezintă în comparație cu metodele existente avantajul considerării fenomenelor cu o precizie mai mare. Se ține seama de schimbarea permanentă a compoziției gazelor din cilindru. Efectuarea calculelor cu ajutorul diagramelor permite considerarea variației căldurilor specifice cu temperatura. Prin reducerea mărimii intervalului de integrare se poate obține o precizie oricît de mare. Repetînd calculul pentru diverse valori ale secțiunilor de distribuție și pentru diverse reglaje ale distribuției, rezultă soluția cea mai avantajoasă.

În vederea efectuării calculelor trebuie să se determine experimental pentru cazul considerat valorile coeficienților de scurgere și ale coeficienților de schimb de căldură. Cînd nu există această posibilitate, se pot folosi valorile recomandate de literatură, de exemplu cele din lucrarea [1]; se obțin însă rezultate mai puțin precise.

МЕТОД РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ НАПОЛНЕНИЯ РАБОЧЕЙ СМЕСЬЮ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРЯМОТОЧНОЙ ПРОДУВКОЙ

РЕЗЮМЕ

Излагается метод расчета процесса изменения наполнения рабочей смесью цилиндра двухтактных двигателей с прямоточной продувкой. Предполагается, что во время протекания процесса выхлопные газы и свежая горючая смесь в цилиндре не смешиваются. Метод состоит в графическом интегрировании некоторых уравнений энергетического баланса, выведенных для выхлопных газов и свежей рабочей смеси. Во время расчетов принимается во внимание непрерывное изменение состава газов в цилиндре и изменение теплоемкостей в зависимости от температуры. Путем повторных расчетов для различных сечений распределения и различной регулировки распределения выводится наиболее выгодное решение.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Графическое интегрирование расчетных уравнений.

UNE MÉTHODE DE CALCUL POUR LE PROCESSUS DU CHANGEMENT DE LA CHARGE DU CYLINDRE DANS LES MOTEURS À DEUX TEMPS À BALAYAGE À ÉQUICOURANT

RÉSUMÉ

L'auteur présente une méthode de calcul pour le processus de changement de la charge du cylindre dans les moteurs à deux temps, à balayage à équicourant. Il admet que, durant le processus, les gaz de combustion et le fluide frais se trouvant dans le cylindre ne se mélangent pas. La méthode consiste à intégrer graphiquement certaines équations de bilan énergétique établies pour les gaz de combustion et pour le fluide frais. Au cours du calcul, il tient compte des changements permanents intervenant dans la composition des gaz dans le cylindre, ainsi que de la variation des chaleurs spécifiques en fonction de la température. La répétition du calcul pour diverses valeurs des sections de distribution et pour divers réglages de la distribution, permet de trouver la solution optimum.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Intégration graphique des équations de calcul.

BIBLIOGRAFIE

1. H. LIST. *Die Ladungswechsel.* **II**, Springer, Wien, 1950.
2. G. BĂRĂNESCU. *O metodă generală de calcul a parametrilor termodinamici în procesele de scurgere a gazelor în regim variabil.* Studii şi cercetări de energetică, V, 1—2 (1955).

CONTRIBUŢIE ASUPRA UNEI METODE DE MĂRIRE A FORŢEI DE TRACŢIUNE A MOTORULUI TURBOREACTOR*)

DE

V. PIMSNER

1. NOTAŢII

Indici :

$_0$ — starea fluidului, corespunzătoare avionului la punct fix;
$_H$ — starea fluidului, corespunzătoare înălţimii H;
$_*$ — starea de fluid frînat;
$_{am}$ — amestecul de gaze arse şi vapori de apă, în cazul prelevării;
$_{pa}$ — *produsele arderii*, fluidul de lucru în cazul funcţionării fără prelevare;
$_v$ — vapori;
$_l$ — lichid.

Secţiuni :

1 — intrarea în compresor;
2 — intrarea în camera de ardere;
3 — ieşirea din camera de ardere;
3' — ieşirea din reţeaua de palete fixe a turbinei;
4 — ieşirea din turbină;
5 — ieşirea din ajutajul de reacţie;
i — intrarea în ajutajul de reacţie al fluxului prelevat.

Notaţii :

G_a — debitul de aer livrat de compresor $\left[\frac{kg}{s}\right]$;
G_x — debitul de aer prelevat;

*) Trecută prin secţie la 17 decembrie 1959 — la Institutul de energetică.

G_{H_2O} — debitul de apă injectat;
G_c — debitul de combustibil injectat, în cazul funcționării fără prelevare;
$G_{c_{am}}$ — idem, la prelevarea aerului;
$g_{H_2O} = \frac{G_{H_2O}}{G_{a_{am}}}$ — debitul de apă injectat, raportat la 1 kg aer din camera de ardere;
$\pi_t^* = \frac{p_2^*}{p_H}$ — gradul total de comprimare al aerului;
min. l. — cantitatea de aer necesară arderii stoichiometrice a unității de masă de combustibil;
i — entalpia [kcal/kg];
E_0 — energia chimică a combustibilului [kcal/kg];
ξ — coeficientul de pierderi de căldură din camera de ardere;
φ_{aj} — coeficientul de pierderi în rețeaua fixă de palete a turbinei;
μ_{aj} — coeficientul de debit al rețelei fixe de palete;
l_{iz} — lucrul mecanic izentropic al unității de masă în turbină [kgm/kg];
L_{iz} — idem pe kmol [kcal/kmol].

2. GENERALITĂȚI

Analiza dezvoltării motoarelor turboreactoare, scoate în relief necesitatea realizării unui sistem de mărire a forței de tracțiune care să asigure o creștere mai importantă a forței de tracțiune la diverse regimuri de zbor, în comparație cu sistemele actuale, păstrînd totuși constante suprafețele frontale. În plus, dacă sistemul de mărire a forței de tracțiune are o greutate redusă, greutatea specifică a ansamblului va deveni suficient de mică pentru a asigura decolarea verticală a avioanelor ca și îmbunătățirea performanțelor de zbor.

Prezenta lucrare, pe baza acestor considerente, își propune să analizeze posibilitatea realizării unor noi scheme de mărire a forței de tracțiune a motorului turboreactor, să determine valorile forței de tracțiune și a consumului specific de combustibil, ca și influența parametrilor funcționali ai motorului asupra caracteristicilor sale.

Să considerăm un turboreactor prevăzut la ieșirea aerului din compresor, cu posibilitatea prelevării unui debit variabil de aer, care poate urma un traseu inelar pînă la ieșire sau, dirijat printr-o canalizație convenabil dimensionată, să urmeze un traseu de direcție distinctă de cea a fluidului de bază. În ambele cazuri, după prelevare, aerul va traversa o cameră de ardere, terminată printr-un ajutaj de reacție. La toate regimurile de zbor, turboreactorul va funcționa conform schemei clasice, numai la regim maxim se va permite trecerea aerului prin dispozitivul de prelevare pentru a realiza mărirea forței de tracțiune. Cu toate că în camera

de ardere a fluxului de fluid prelevat se realizează o temperatură ridicată, s-a arătat [1] că tracțiunea totală a turboreactorului scade din cauza scăderii presiunii din camera de ardere și a micșorării debitului de combustibil injectat în camerele de ardere ale turboreactorului.

Pentru a înlătura acest dezavantaj, se preconizează ca în camerele de ardere ale turboreactorului să se injecteze un anumit debit de fluid — spre exemplu apă, care, împreună cu noul debit de combustibil introdus, să asigure menținerea constantă a presiunii p_3^* și temperaturii T_3^* a fluidului de lucru la valoarea anterioară prelevării aerului.

Deci, principiul de funcționare al noului sistem de mărire a forței de tracțiune a motorului turboreactor constă în prelevarea unei cantități de aer la ieșirea din compresor — care va asigura o tracțiune suplimentară — și menținerea constantă a parametrilor fluidului de lucru în fața turbinei turboreactorului prin introducerea unui alt fluid în locul aerului prelevat. În cazul introducerii apei, pentru a asigura vaporizarea și încălzirea acesteia pînă la temperatura T_3^* (care rămîne constantă) este necesar să se mărească debitul de combustibil injectat în camerele de ardere ale motorului turboreactor.

3. CARACTERISTICILE TURBOREACTORULUI

Rezultă că indiferent dacă se efectuează sau nu prelevarea, compresorul — la un regim dat — are debitul și parametrii de stare ai aerului constanți. Apoi, în cazul prelevării, fluidul de lucru se divide în două fluxuri. Primul format din amestecul produselor de ardere cu vaporii de apă injectați, traversează turbina, camera intermediară și ajutajul de reacție al turboreactorului. Al doilea flux, aer apoi gaze, provenite din arderea combustibilului injectat în camera de ardere a dispozitivului de mărire a forței de tracțiune este separat de primul și reprezintă elementul de bază în mărirea tracțiunii (fig. 1).

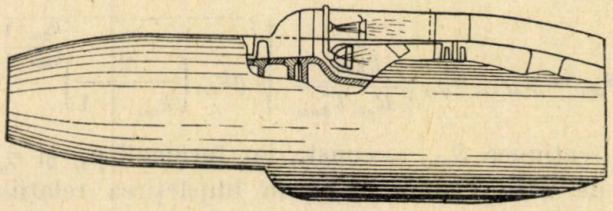


Fig. 1. — Schema turboreactorului cu dispozitiv de mărire a forței de tracțiune prin prelevare de aer.

Cum căderea entalpică în etajul turbinei turboreactorului este în general atît de mare încît în rețeaua de palete fixe să existe un raport de presiuni supracritic, viteza de ieșire a fluidului din rețeaua de palete fixe va fi egală la toate regimurile de zbor, cu viteza locală a sunetului.

Pentru a face distincție, se va denumi — în continuare — fluidul de lucru, în cazul funcționării fără prelevare *produsele arderii* iar în cazul prelevării *amestec*. Cu notațiile stabilite se poate scrie relația debitului de

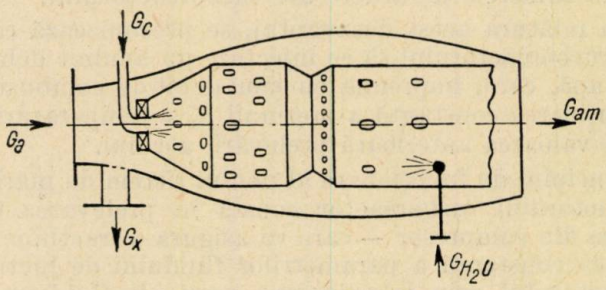


Fig. 2. — Schema principială a camerei de ardere a turboreactorului cu prelevare de aer.

fluid care traversează camera de ardere. În cazul funcționării fără prelevare de aer :

$$G_{pa} = \mu_{aj} S_{3'} c_{3'} \gamma_{3'} = \mu_{aj} \varphi_{aj} \frac{T_{3'iz}}{T_{3'}} S_{3'} c_{3'iz} \gamma_{3'iz}, \tag{1}$$

sau notînd

$$\varphi'_{aj} = \varphi_{aj} \frac{T_{3'iz}}{T_{3'}},$$

avem

$$G_{pa} = \mu_{aj} \varphi'_{aj} S_{3'cr} \frac{p^*_{3\,pa}}{\sqrt{R_{pa} T^*_{3\,pa}}} \sqrt{g k_{pa} \left(\frac{2}{k_{pa}+1}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}. \tag{2}$$

Analog, în cazul prelevării (fig. 2)

$$G_{am} = \mu_{aj} \varphi'_{aj} S_{3'cr} \frac{p^*_{3\,am}}{\sqrt{R_{am} T^*_{3\,am}}} \sqrt{g k_{am} \left(\frac{2}{k_{am}+1}\right)^{\frac{k_{am}+1}{k_{am}-1}}}. \tag{3}$$

Întrucît secțiunea $S_{3'cr}$ = const., iar termenii μ_{aj} și φ'_{aj} sînt practic independenți de natura fluidului, prin împărțirea relațiilor (2) și (3) obținem

$$\frac{G_{am}}{G_{pa}} = \frac{p^*_{3\,am}}{p^*_{3\,pa}} \sqrt{\frac{\frac{R_{pa} T^*_{3\,pa}}{k_{pa}}}{\frac{R_{am} T^*_{3\,am}}{k_{am}}}} \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{k_{am}+1}\right)^{k_{am}+1}}{\left(\frac{2}{k_{pa}+1}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}}. \tag{4}$$

În cadrul ipotezei stabilite ($p^*_{3\,pa} = p^*_{3\,am}$; $T^*_{3\,pa} = T^*_{3\,am}$) la un anumit regim de lucru, relația (4) devine

$$\frac{G_{am}}{G_{pa}} = \sqrt{\frac{\dfrac{R_{pa}}{k_{pa}}\left(\dfrac{k_{pa}+1}{2}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}{\dfrac{R_{am}}{k_{am}}\left(\dfrac{k_{am}+1}{2}\right)^{\frac{k_{am}+1}{k_{am}-1}}}}, \tag{5}$$

sau raportat la un kg aer pătruns în camera de ardere

$$\frac{(1-gx)\left(1+g_{H_2O}+\dfrac{1}{\alpha_{am}\,\text{minl}}\right)}{1+\dfrac{1}{\alpha_{pa}\,\text{minl}}} = \sqrt{\frac{\dfrac{R_{pa}}{k_{pa}}\left(\dfrac{k_{pa}+1}{2}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}{\dfrac{R_{am}}{k_{am}}\left(\dfrac{k_{am}+1}{2}\right)^{\frac{k_{am}+1}{k_{am}-1}}}}. \tag{6}$$

Valorile din relația (6) se determină prin stabilirea bilanțului energetic al camerei de ardere. În cazul funcționării fără prelevare, din expresia

$$(\xi E_0 + i_{CL})\,G_c + G_a i^*_{2\,a} = G_{pa} i^*_{3\,pa}, \tag{7}$$

se poate obține

$$i^*_{2\,a} = \frac{1+\alpha_{pa}\,\text{minl}}{\alpha_{pa}\,\text{minl}}\,i^*_{3\,pa} - \frac{\xi E_0 + i_{ce}}{\alpha_{pa}\,\text{minl}}. \tag{8}$$

Se constată că termenul din dreapta, pentru o valoare impusă a temperaturii T^*_3, este funcție numai de excesul de aer α_{pa}, în timp ce, pentru un anumit π_{t_0} entalpia $i^*_{2\,a} = f\,(VH)$. Determinarea excesului de aer α revine la intersecția, în figura 3, a ordonatei $i^*_{2\,a}$ precizată de regimul de lucru al motorului cu curba corespunzătoare temperaturii t^*_3 impuse. Dacă se consideră că combustibilul este compus, în părți de greutate, din $g_c = 0{,}8608$ și $g_{H_2} = 0{,}1392$ se demonstrează [2], [3] că gazele arse, rezultate din arderea stoichiometrică a combustibilului au constanta gazelor egală cu a aerului $\left(R_{ga} = R_a = 28{,}969\,\dfrac{\text{kgm}}{\text{kg grd}}\right)$ iar minl = 14,657 kg aer/kg combustibil. În acest caz este evident că produsele

arderii vor avea constanta gazelor independentă de excesul de aer folosit și egală cu cea a aerului $\left(R_{pa} = 28{,}969 \frac{\text{kgm}}{\text{kg grd}}\right)$. Din compoziția produselor arderii și cunoscînd variația căldurilor specifice cu tem-

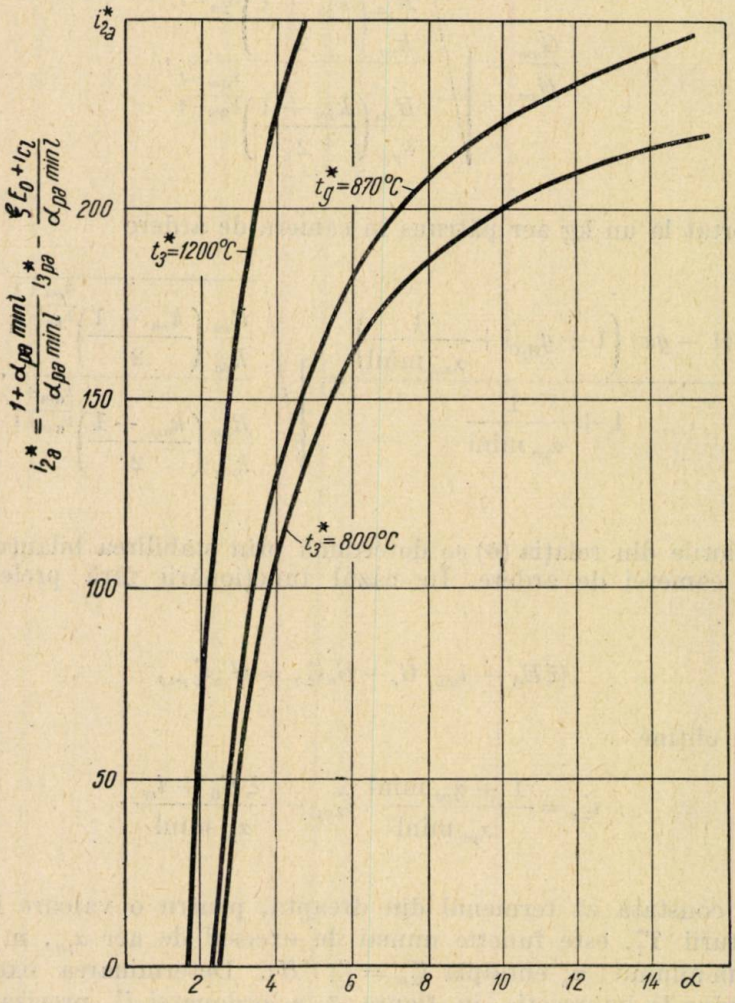


Fig. 3. — Diagrama de determinare a excesului de aer necesar arderii în camerele de ardere a turboreactorului.

peratura a gazelor componente [4] se determină variația exponentului izentropic k_{pa} cu temperatura și excesul de aer α_{pa} (fig. 4). De remarcat că valoarea k_{pa} care trebuie introdusă în relația (6) este valoarea medie a intervalului de temperaturi $T_3^* - T_3$, corespunzătoare excesului de aer α_{pa} utilizat în camera de ardere.

Determinarea valorilor corespunzătoare injecției de lichid se obțin din relația constantei amestecului

$$R_{am} = \frac{(G_a - G_x + G_{cam})\, R_{pa} + R_{H_2O} G_{H_2O}}{G_{am}}, \tag{9}$$

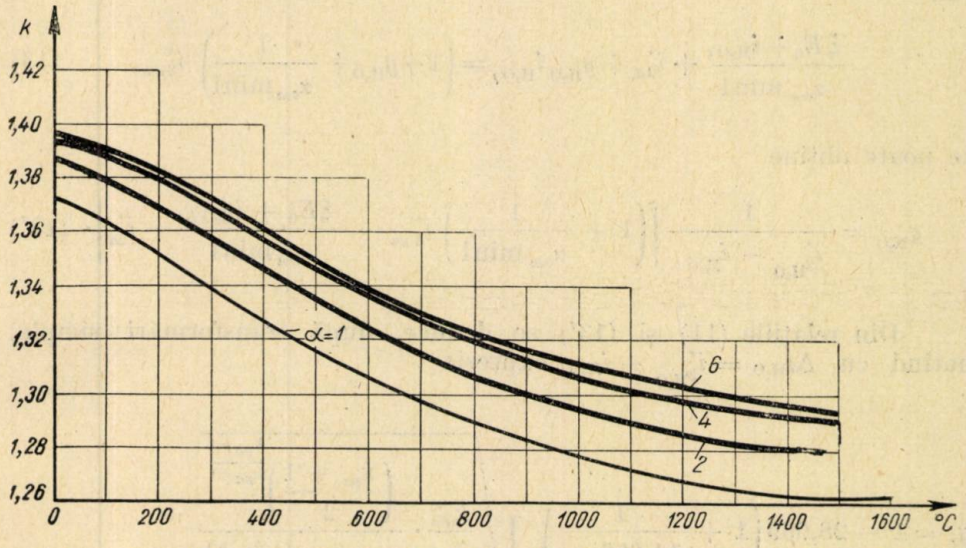


Fig. 4. — Variația exponentului izantropic k în funcție de temperatură și excesul de aer al arderii α_{pa}.

care se poate scrie sub forma

$$R_{am} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\, \text{minl}}\right) R_{pa} + g_{H_2O}\, R_{H_2O}}{1 + g_{H_2O} + \frac{1}{\alpha_{am}\, \text{minl}}}. \tag{10}$$

În acest caz, relația (6) devine

$$\frac{(1-g_x)\sqrt{1 + g_{H_2O} + \frac{1}{\alpha_{am}\, \text{minl}}}}{\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\, \text{minl}}\right)\sqrt{\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\, \text{minl}}\right) R_{pa} + g_{H_2O}\, R_{H_2O}}} =$$

$$= \sqrt{R_{pa} \frac{k_{pm}}{k_{pa}} \frac{\left(\frac{k_{pa}+1}{2}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}{\left(\frac{k_{am}+1}{2}\right)^{\frac{k_{am}+1}{k_{am}-1}}}}. \tag{11}$$

Din ecuația bilanțului energetic al arderii în cazul prelevării

$$G_{c\,am}(\xi E_0 + i_{inj\,c}) + G_{a\,am}\, i^*_{2a} + G_{H_2O}\, i_{H_2O\,L} = G_{am} i^*_{3\,am}, \tag{12}$$

sau

$$\frac{\xi E_0 + i_{H_2O\,l}}{\alpha_{am}\,\min l} + i^*_{2a} + g_{H_2O}\, i_{H_2O\,l} = \left(1 + g_{H_2O} + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l}\right) i^*_{3\,am}, \tag{13}$$

se poate obține

$$g_{H_2O} = \frac{1}{i^*_{3_{H_2O}} - i_{H_2O\,l}} \left[\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l}\right) i^*_{3\,pa} - \frac{\xi E_0 + i_{H_2O\,L}}{\alpha_{am}\,\min l} - i^*_{2a}\right]. \tag{13'}$$

Din relațiile (11) și (13′) se deduce, după transformări simple, notînd cu $\Delta i_{H_2O} = i^*_{3_{H_2O}} - i_{H_2O\,l}$ expresia

$$g_x = 1 - 28{,}969\left(1 + \frac{1}{14{,}657\,\alpha_{pa}}\right) \sqrt{\frac{k_{am}}{k_{pa}} \cdot \frac{\left(\frac{k_{pa}+1}{2}\right)^{\frac{k_{pa}+1}{k_{pa}-1}}}{\left(\frac{k_{am}+1}{2}\right)^{\frac{k_{am}+1}{k_{am}-1}}}}$$

$$\sqrt{1 - \frac{\frac{0{,}379}{\Delta i_{H_2O}}\left[\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l}\right) i^*_{3\,pa} - \frac{\xi E_0 + i_{inj\,c}}{\alpha_{am}\,\min l} - i^*_{2a}\right]}{1 + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l} + \frac{1}{\Delta i_{H_2O}}\left[\left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l}\right) i^*_{3\,pa} - \frac{\xi E_0 + i_{inj\,c}}{\alpha_{am}\,\min l} - i^*_{2a}\right]}} \tag{14}$$

care permite ca la un anumit regim de lucru (i^*_{2a} = const.), să stabilească relația dintre excesul de aer din camera de ardere și debitul de aer prelevat, iar relația (13′) determină debitul de apă injectat în ipoteza menținerii constante a temperaturii T^*_3 în fața turbinei. Valorile pot fi determinate ușor dacă, în locul relației analitice, se folosește rezolvarea grafică.

Scriind relația (13) sub forma

$$i^*_{2a} = \left(1 + \frac{1}{\alpha_{am}\,\min l}\right) i^*_{3\,pa} + g_{H_2O}\left(i^*_{3_{H_2O}} - i_{H_2O\,l}\right) - \frac{\xi E_0 + i_{inj\,c}}{\alpha_{am}\,\min l} \tag{13''}$$

cu datele din literatură [5], [6], [7], [8] se poate reprezenta relația liniară dintre i^*_{2a} și debitul de apă injectat, pentru un anumit exces de aer în camera de ardere (fig. 5). Diagrama permite un calcul rapid și o apreciere

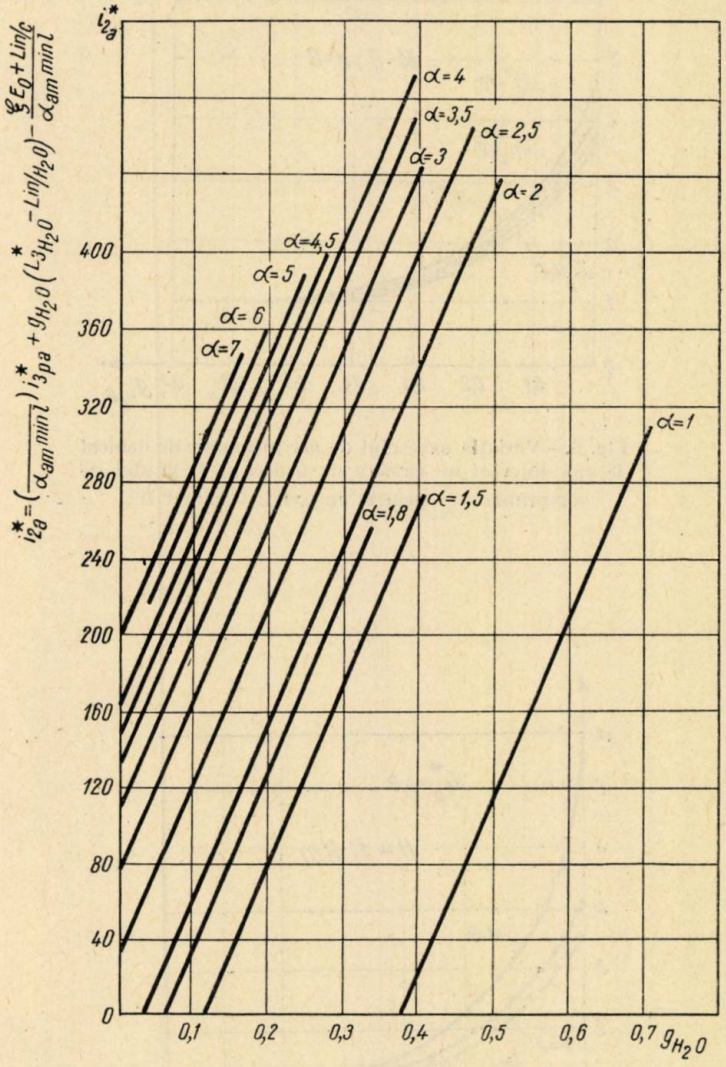


Fig. 5. — Variația excesului de aer din camera de ardere, în funcție de regimul de zbor și de debitul de apă injectat ($t^*_3 = 870°C$).

a influenței regimului de zbor asupra debitului de apă injectat. Astfel din figura 6 rezultă că, pentru un avion la punct fix, debitul de apă injectat depinde puțin de gradul de comprimare $\pi^*_{t_0}$, în schimb variază simțitor cu regimul de zbor (fig. 7).

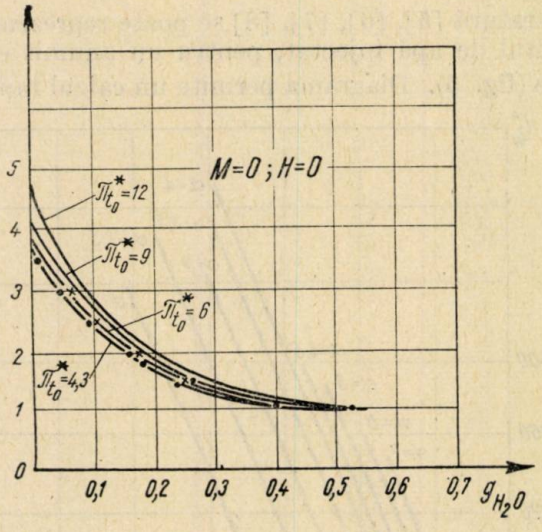


Fig. 6. — Variația excesului de aer în funcție de debitul de apă injectat în camera de ardere și de gradul de comprimare $\pi^*_{t_0}$ pentru un avion la punct fix.

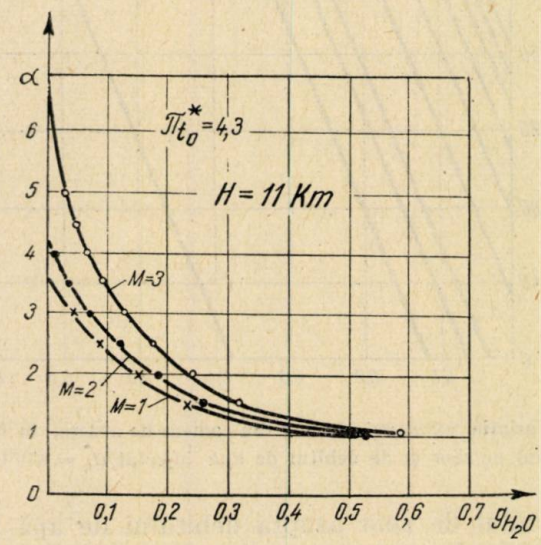


Fig. 7. — Variația excesului de aer din camera de ardere în funcție de debitul de apă injectat și viteza de zbor, la înălțimea $H = 11$ km.

Se știe că pentru viteze mari de zbor, indiferent de înălțime, este adecvat turboreactorul care are un grad total de comprimare la punct fix destul de moderat (fig. 8), de aceea calculele vor fi efectuate pentru $\pi^*_{t_0} = 4{,}3$.

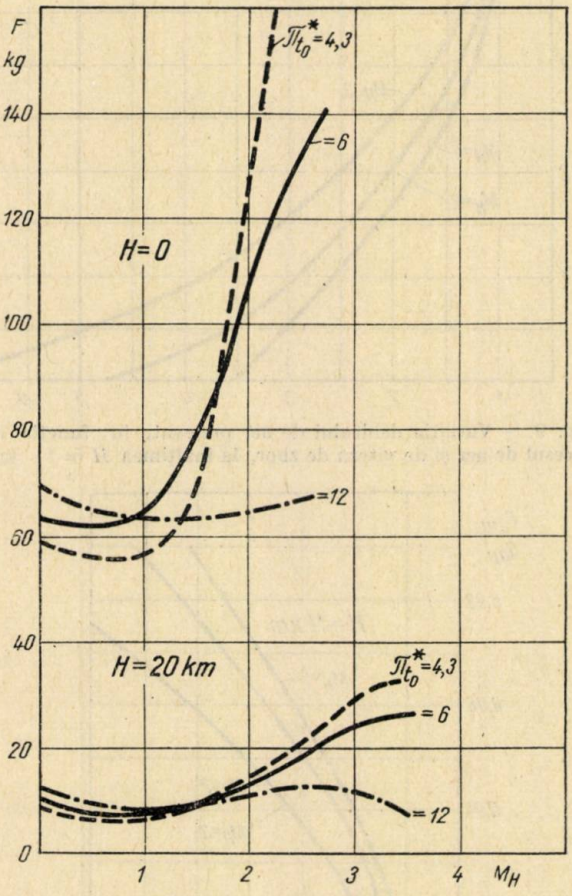


Fig. 8. — Variația forței de tracțiune a turboreactorului cu viteza de zbor, la sol și $H = 20$ km; $\pi^*_{t_0} = 4{,}3$; 6 ; 12 și $t^*_3 = 870°C$.

Variația debitului de aer prelevat este prezentat în figura 9 în funcție de excesul de aer α_{am} și de regimul de zbor.

Deoarece debitul de fluid care traversează turbina scade cu creșterea debitului de apă injectat (fig. 10) este necesar să se mărească corespunzător căderea entalpică din turbină a unității de masă a fluidului de lucru, conform relației

$$l_{iz\,am} = l_{iz\,pa}\frac{G_{pa}}{G_{am}}, \qquad (15)$$

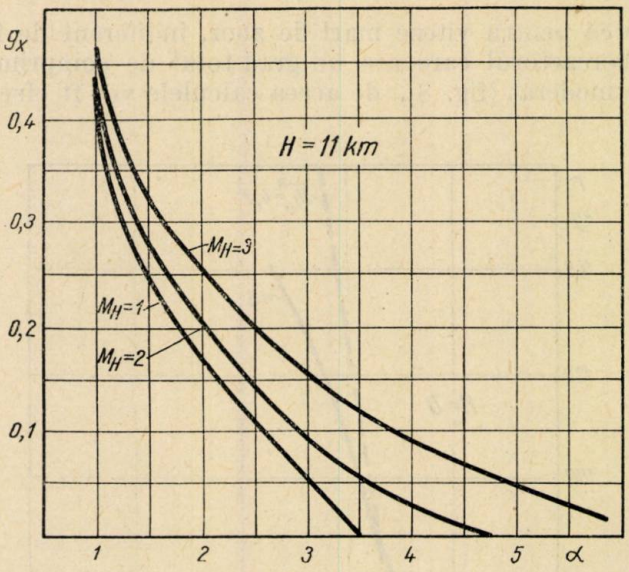


Fig. 9. — Variația debitului de aer prelevat, în funcție de excesul de aer și de viteza de zbor, la înălțimea $H = 11$ km.

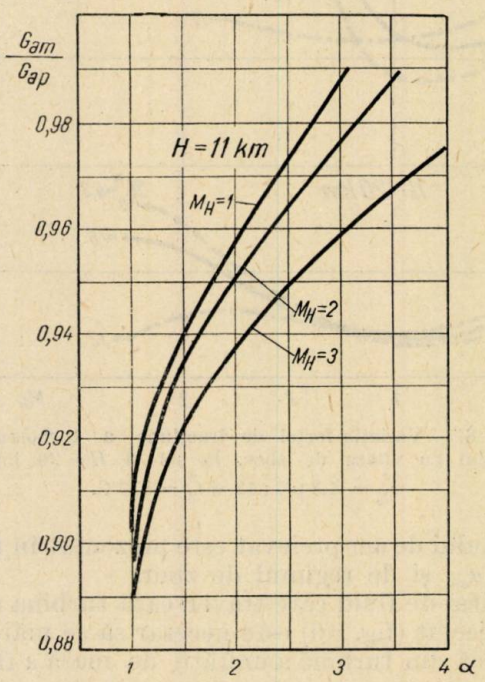


Fig. 10. — Variația debitului fluidului de lucru care traversează turbina, în funcție de modificarea naturii sale, la diverse viteze de zbor, la $H = 11$ km.

cum pentru $\pi^*_{t_0} = 4{,}3$, $Al_{izpa} = 55{,}4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$, obținem

$$AL_{izam} = 55{,}4 \frac{848}{R_{am}} \frac{G_{pa}}{G_{am}}. \tag{16}$$

Valorile obținute (fig. 11) indică o creștere rapidă a căderii entalpice în zona $\alpha_{am} = 1$ și o influență neglijabilă a regimului de zbor. Admițîndu-se că randamentul turbinei este independent de natura fluidului

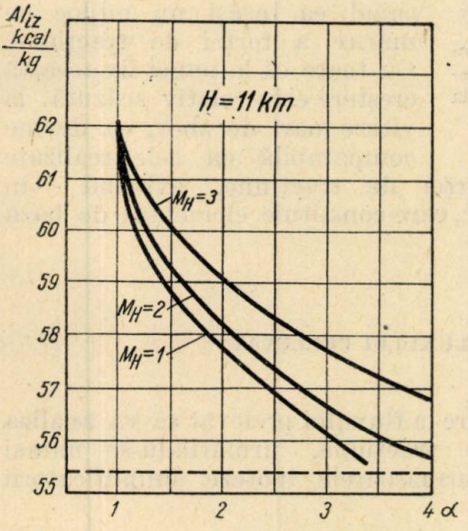


Fig. 11. — Variația lucrului mecanic izentropic al turbinei în funcție de excesul de aer și de viteza de zbor la $H = 11$ km, în cazul injecției de apă.

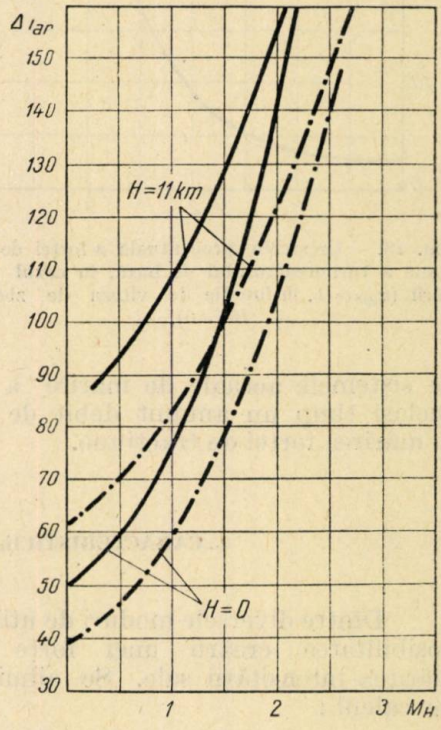


Fig. 12. — Variația căderii entalpice a fluidului de lucru în ajutajul de reacție, la diverse regimuri de zbor. Linie plină — turboreactor cu prelevare de aer $\alpha = 1$; linie întreruptă — fără prelevare.

care îl traversează ($\eta_{et} = 0{,}83$) — pe baza valorilor determinate — se calculează starea fluidului la ieșirea din turbină și viteza de ieșire a gazelor din ajutajul de reacție, presupunînd că destinderea este completă și coeficientul de pierderi, este constant. Deși pe unitatea de măsură, căderea entalpică din turbină crește cu mărirea debitului de apă injectat, din cauza variației căldurii specifice c_p, energia cinetică a gazelor evacuate se mărește la toate regimurile de zbor (fig. 12). Creșterea vitezei de e-

vacuare a gazelor este suficient de mare pentru a compensa scăderea debitului de fluid. De aceea, forța de tracțiune (la $\alpha_{am} = 1$) este mai mare în cazul prelevării, la toate regimurile de zbor și chiar la $\alpha_{am} > 1$ adică la debite de apă mai mici, forța de tracțiune a turboreactorului normal este mai mică, la majoritatea regimurilor de zbor, diferența crescînd cu viteza și înălțimea de zbor, indicînd o îmbunătățire a performanțelor turboreactorului în special la viteze mari de zbor.

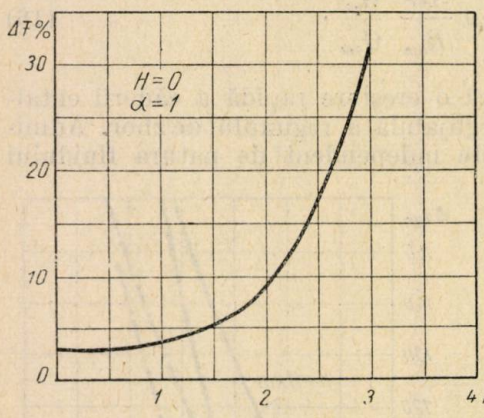


Fig. 13. — Creșterea procentuală a forței de tracțiune a turboreactorului de bază, în cazul prelevării ($\alpha_{am} = 1$, în funcție de viteza de zbor, la $H = 0$).

Deci, deși debitul de fluid care traversează turbina scade cu creșterea prelevării, forța de tracțiune produsă de turboreactorul de bază crește, constituind ea însăși un mijloc de mărire a forței de tracțiune. Cu toate că la punct fix această creștere este relativ scăzută, la viteze mari de zbor, ea devine comparabilă cu cele realizate de sistemele actuale de mărire a forței de tracțiune, existînd — în același timp un anumit debit de aer, care constituie elementul de bază în mărirea forței de tracțiune.

4. CARACTERISTICILE FLUXULUI PRELEVAT

Dintre diversele moduri de utilizare a fluxului prelevat se va analiza posibilitatea creării unei forțe de tracțiune, urmărindu-se numai mărirea intensității sale. Se admit următoarele ipoteze simplificatorii de calcul :

— presiunea din camera de ardere a fluxului prelevat este identică cu presiunea din camerele de ardere ale turboreactorului ;

— destinderea fluxului prelevat este completă, ca și destinderea din ajutajul de reacție a turboreactorului ;

— fluidul de lucru nu schimbă căldură cu mediul ambiant.

Mărimea forței de tracțiune este determinată de debitele de aer prelevat și de combustibil, valoarea minimă corespunzînd neinjectării combustibilului în aerul prelevat. În acest caz temperatura de frînare în fața ajutajului este egală cu T_2^* iar presiunea totală $p_i^* = p_3^*$. Considerînd că intensitatea pierderilor prin frecări este aceeași ca și în ajutajul de reacție a turboreactorului de bază, se determină valoarea vitezei de ieșire a aerului, deci a forței de tracțiune.

Comparînd valoarea forței de tracțiune a turboreactorului fără prelevare de aer cu cea a tracțiunii totale, în cazul prelevării și injecției de apă (fără a arde combustibil în fluxul prelevat) constatăm că sistemul realizează o mărire a forței de tracțiune, comparabilă celei realizate prin postcombustie (fig. 14) și avînd — în ansamblu — aceeași variație cu viteza de zbor.

Această soluție de mărire a forței de tracțiune este eficace îndeosebi la viteze mari de zbor, creșterea rapidă a tracțiunii fiind cauzată atît de mărirea gradului de destindere din ajutajul de reacție și a temperaturii T_2^*, cît și de creșterea debitului prelevat. Valoarea relativ mică a creșterii tracțiunii la sol se datorește gradului mic de comprimare în compresor. Pentru o anumită viteză de regim se poate determina valoarea optimă a gradului de comprimare pentru a asigura tracțiunea maximă. De semnalat că, în general, această valoare este diferită de valoarea optimă a lui π_c^* fără prelevare, ceea ce constituie o posibilitate în plus de reglaj a instalației.

În cazul arderii combustibilului în fluxul prelevat este necesară determinarea excesului de aer din camera de ardere auxiliară care realizează tracțiunea maximă. Ținînd seama de importanta disociere a gazelor rezultate din arderea combustibilului, determinarea analitică a mărimilor de stare [9], [10] este practic neaplicabilă, de aceea, s-a adoptat metoda grafică expusă în lucrarea [9]; calculele efectuîndu-se pentru avion la punct fix ($M = 0$, $H = 0$) și zbor la $H = 11$ km și $M_H = 3$, determinîndu-se forța de tracțiune și consumul specific de combustibil la diverse excese de aer $\alpha \leqslant 1$.

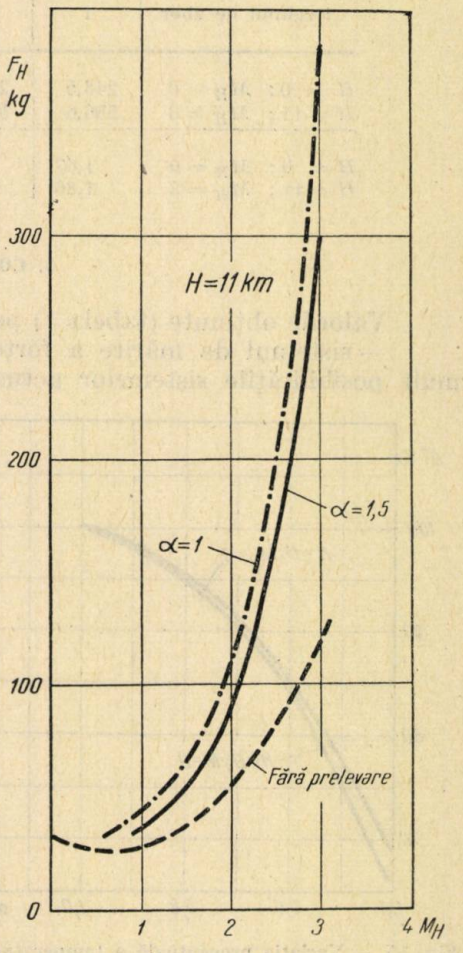


Fig. 14. — Variația tracțiunii turboreactorului cu prelevare de aer și injecția de apă, în funcție de excesul de aer din camera de ardere și viteza de zbor ($H = 11$ km).

Tabela 1

Variația procentuală a forței de reacție și a consumului specific de combustibil a turboreactorului cu prelevare de aer, în comparație cu turboreactorul normal la același regim de zbor

Regimul de zbor	1	0,9	0,7	0,5	0,4
$H = 0$; $M_H = 0$	248,5	248,2	246,4	242,9	242,6
$H = 11$; $M_H = 3$	506,6	507,8	501,9	491,7	476,0
$H = 0$; $M_H = 0$	1,67	1,75	1,98	2,42	2,78
$H = 11$; $M_H = 3$	1,86	1,95	2,26	2,80	3,35

5. CONCLUZII

Valorile obținute (tabela 1) permit tragerea următoarelor concluzii :

— sistemul de mărire a forței de tracțiune analizat depășește cu mult posibilitățile sistemelor actuale, realizînd la punct fix o creștere a forței de tracțiune de aproximativ 250% față de maxim 40—45% în cazul schemelor cunoscute ;

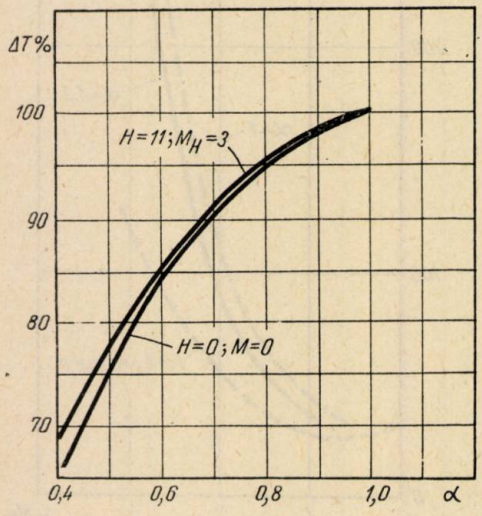


Fig. 15. — Variația procentuală a temperaturii de ardere din camera auxiliară în funcție de α (pentru $\alpha = 1$, $\Delta T = 100$ %).

— creșterea forței de tracțiune cu viteza de zbor este mai rapidă în cazul schemei analizate, ceea ce asigură viteze mai mari de zbor ;

— la toate regimurile de zbor variația tracțiunii cu excesul de aer ($\alpha \leqslant 1$) este insignifiantă ; în schimb temperatura de ardere este sensibil influențată de excesul de aer α (fig. 15) ceea ce poate constitui o soluție care să asigure o temperatură convenabilă în camera de ardere în cazuri speciale ;

— consumul specific de combustibil, pentru $\alpha \cong 1$, este mai mic față de cel realizat la arderea posterioară (tabela 1), însă debitul de apă injectată limitează utilizarea îndelungată a instalației de mărire a forței de tracțiune.

În ansamblu, soluția analizată se caracterizează prin posibilitatea măririi forței de tracțiune la valori ce nu pot fi realizate prin soluțiile actuale cu aproximativ același consum specific de combustibil, asigurînd în același timp un parametru reglabil, ceea ce face mai elastică funcționarea turboreactorului. De remarcat că soluția propusă poate funcționa

chiar cînd temperatura aerului la ieșirea din compresor este comparabilă cu cea a gazelor la intrarea în turbină, lucru imposibil în cazul turboreactoarelor clasice, ceea ce îi asigură posibilitatea utilizării la viteze mari de zbor.

Soluția principială propusă poate realiza performanțe mai bune dacă se înlocuiește injecția de apă printr-un alt lichid, spre exemplu apa oxigenată.

În acest caz, prin introducerea oxigenului se mărește atît debitul de aer prelevat cît și posibilitatea utilizării postcombustiei ceea ce mărește mult posibilitățile de mărire a forței de tracțiune.

МЕТОД УВЕЛИЧЕНИЯ РЕАКТИВНОЙ СИЛЫ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

РЕЗЮМЕ

Работа является анализом, с термодинамической точки зрения, предложенного автором метода увеличения реактивной силы турбореактивного двигателя, метода состоящего в отводе некоторого количества воздуха на выходе из компрессора и направлении его во вспомогательную камеру сгорания с целью получения добавочной реактивной силы. Для этого, чтобы не изменить рабочий режим турбины, в камеру сгорания турбореактивного двигателя впрыскивается некоторое определенное количество жидкости (в рассматриваемом случае — вода), которое обеспечивает на входе в турбину то же давление и температуру, как и при работе без отвода части воздуха. Рассматриваемый метод приводит к увеличению реактивной силы, которая не может быть получена существующими методами с удельным расходом жидкости в обычных пределах. С теоретической точки зрения работа является улучшенным методом расчета характеристики турбореактивного двигателя.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема турбореактивного двигателя с приспособлением для увеличения реактивной силы путем отвода воздуха.

Рис. 2. — Принципиальная схема камеры сгорания турбореактивного двигателя с отбором воздуха.

Рис. 3. — Диаграмма определения избыточного воздуха, необходимого для горения в камере сгорания турбореактивного двигателя.

Рис. 4. — Изменение изентропического показателя k в зависимости от температуры и избытка воздуха для поддержания горения α_{pa}.

Рис. 5. — Изменение избытка воздуха в камере сгорания в зависимости от режима полета и расхода впрыскиваемой воды ($t_3^* = 870°C$).

Рис. 6. — Изменение избытка воздуха в зависимости от расхода впрыскиваемой в камеру сгорания воды и степени сжатия $\pi_{t_0}^*$ для самолета на закрепленной точке.

Рис. 7. — Изменение избытка воздуха в камере сгорания в зависимости от расхода впрыскиваемой воды и скорости полета на высоте $H = 11$ км.

Рис. 8. — Изменение тянущей силы турбореактивного двигателя в зависимости от скорости полета на малой высоте над землей и на высоте $H = 20$ км; $\pi^*_{t_0} = 4{,}3$; 6; 12 и $t^*_3 = 870$°C.

Рис. 9. — Изменение расхода отведенного воздуха в зависимости от избыточного воздуха и скорости полета на высоте $H = 11$ км.

Рис. 10. — Изменение расхода проходящей через турбину рабочей среды (агента), в зависимости от изменения ее рода при различных скоростях полета на высоте $H = 11$ км.

Рис. 11. — Изменение изентропической механической работы турбины в зависимости от избытка воздуха и скорости полета на высоте $H = 11$ км. в случае впрыскивания воды.

Рис. 12. — Изменение потери энтальпии рабочей среды в реактивном сопле при различных режимах полета. Непрерывная линия — турбореактивный двигатель с отводом воздуха $\alpha = 1$; пунктирная линия — без отвода воздуха.

Рис. 13. — Процентное выражение увеличения тянущей силы основного турбореактивного двигателя в случае отвода воздуха ($\alpha_{am} = 1$ в зависимости от скорости полета на высоте $H = 0$).

Рис. 14. — Изменение реактивной силы турбореактивного двигателя с отводом воздуха и впрыскиванием воды, в зависимости от избытка воздуха в камере сгорания и скорости полета ($H = 11$ км.)

Рис. 15. — Процентное выражение изменения температуры горения в вспомогательной камере сгорания в зависимости от α (для $\alpha = 1$; $\Delta T = 100$ %).

CONTRIBUTION À UNE MÉTHODE POUR AUGMENTER LA FORCE DE TRACTION DU MOTEUR TURBORÉACTEUR

RÉSUMÉ

Le travail présente l'analyse thermodynamique d'une méthode, proposée par l'auteur, qui permet d'augmenter la force de traction des moteurs turboréacteurs. Elle consiste à prélever un débit d'air à sa sortie du compresseur et à le diriger dans une chambre de combustion auxiliaire en vue de réaliser une force de traction supplémentaire. Afin de ne pas modifier le régime de travail de la turbine, on injecte, dans la chambre de combustion du turboréacteur, une certaine quantité de fluide (dans le cas présent de l'eau) capable d'assurer, à l'entrée de la turbine, la même pression et la même température qu'au cas où celle-ci fonctionne sans prélèvement. La méthode analysée conduit à une augmentation de la force de traction qu'aucune autre méthode actuelle n'est capable de réaliser, tout en maintenant la consommation spécifique de fluide dans les limites usuelles. Ceci est dû à ce que la solution proposée permet un fonctionnement plus élastique. Au point de vue théorique, le présent travail offre une méthode perfectionnée pour le calcul des caractéristiques d'un turboréacteur.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du turboréacteur pourvu du dispositif d'augmentation de la force de traction, par prélèvement d'air.

Fig. 2. — Schéma de principe de la chambre de combustion du turboréacteur à prélèvement d'air.

Fig. 3. — Diagramme pour déterminer l'excès d'air nécessaire à la combustion dans les chambres de combustion du turboréacteur.

Fig. 4. — Variation de l'exposant isentropique k en fonction de la température et de l'excès d'air de la combustion α_{pa}.

Fig. 5. — Variation de l'excès d'air dans la chambre de combustion en fonction du régime de vol et du débit de l'eau injectée ($t_3^* = 870°C$).

Fig. 6. — Variation de l'excès d'air en fonction du débit de l'eau injectée dans la chambre de combustion et du degré de compression $\pi_{t_0}^*$, dans le cas d'un avion à point fixe.

Fig. 7. — Variation de l'excès d'air dans la chambre de combustion en fonction du débit de l'eau injectée et de la vitesse de vol, à la hauteur $H = 11$ km.

Fig. 8. — Variation de la force de traction du turboréacteur à la vitesse de vol, au sol et à $H = 20$ km ; $\pi_{t_0}^* = 4{,}3$; 6 ; 12 et $t_3^* = 870°C$.

Fig. 9. — Variation du débit de l'air prélevé en fonction de l'excès d'air et de la vitesse de vol. à la hauteur $H = 11$ km.

Fig. 10. — Variation du débit du fluide de travail traversant la turbine, en fonction de la modification de sa nature, à diverses vitesses de vol, à $H = 11$ km.

Fig. 11. — Variation du travail isentropique de la turbine en fonction de l'excès d'air et de la vitesse de vol à $H = 11$ km, lorsque l'on utilise une injection d'eau.

Fig. 12. — Variation de la chute enthalpique du fluide de travail dans l'ajutage de réaction, sous divers régimes de vol.

———— turboréacteur à prélèvement d'air $\alpha = 1$;
— · — · — · turboréacteur sans prélèvement d'air.

Fig. 13. — Augmentation, en pour-cent, de la force de traction du turboréacteur de base, à prélèvement ($\alpha_{am} = 1$), en fonction de la vitesse de vol à $H = 0$.

Fig. 14. — Variation de la traction du turboréacteur à prélèvement d'air et à injection d'eau, en fonction de l'excès d'air dans la chambre de combustion et de la vitesse de vol, à $H = 11$ km.

Fig. 15. — Variation, en pour-cent, de la température de combustion dans la chambre auxiliaire en fonction de α (lorsque $\alpha = 1$, $\Delta T = 100\,\%$).

BIBLIOGRAFIE

1. V. PIMSNER, A. C. VASILESCU, *Caracteristicile turboreactorului cu prelevare de aer.* Studii și cercetări de energetică, *1* (1959).
2. J. HODGE, *Cycles and performance estimation.* Butterworths Scientific publications, London 1955.
3. V. PIMSNER, C. A. VASILESCU, *Asupra calculului evoluției izentrotropice cu ajutorul tabelelor proprietăților termodinamice ale gazelor perfecte.* Studii și cercetări de energetică, *4* (1959).
4. — *Таблицы термодинамических свойств газов.* Госэнергоиздат, Москва 1953.
5. Н. Н. КУРОЧКИН, *Камеры горения газотурбинных двигателей.* Госэнергоиздат. Москва, 1955.
6. Л. А. КУЗНЕЦОВ, *Камеры сгорания стационарных газотурбинных установок,* Машгиз, Москва, 1957.
7. L. MARKS, *Mechanical Engineers Handbook.* Mc Graw-Hill Book Co. New York, 1941.
8. — *Manualul inginerului chimist.* V. Ed. tehnică, București, 1957.
9. G. BARANESCU, *Calculul proceselor de ardere.* Ed. Acad. R.P.R., București, 1955.
10. Г. В. СИНЯРОВ, М. В. ДОБРОВОЛЬСКИЙ, *Жидкостные ракетные двигатели.* Оборонгиз. Москва, 1957.

CERCETĂRI PRIVIND FOLOSIREA RAȚIONALĂ A HUILELOR DE GAZ LUPENI, URICANI ȘI VULCAN PENTRU OBȚINEREA COCSULUI METALURGIC

III. CERCETĂRI ÎN FAZA PILOT PRIVIND STUDIUL INFLUENȚEI GRANULAȚIEI CĂRBUNILOR ASUPRA CALITĂȚII COCSULUI

DE

I. BLUM, I. NISTOR, H. MANDEL și CORNELIA IONESCU

În continuarea lucrărilor efectuate în laborator [1], [2], s-au desfășurat o serie de cercetări în cuptoarele de cocsificare pilot de la stația experimentală Lupeni și în cutii metalice la cocseria Combinatului Metalurgic Reșița, în vederea găsirii căilor de ameliorare a rezistenței mecanice a cocsului metalurgic rezultat din cărbunii de Valea Jiului — Lupeni, Uricani, Vulcan — și semicocs.

Printr-o măcinare mai înaintată a componenților petrografici duri și cu slabe calități de cocsificare, ca și a celor bogați în masă minerală, care nu plastifiază în timpul procesului pirogenetic, s-a căutat să se obțină mărirea indicilor de rezistență mecanică ai cocsului.

Într-adevăr, la măcinarea în comun a tuturor componenților, elementele cele mai dure rămîn cu o granulație mare, iar în procesul de cocsificare devin centrele de fisurare ale cocsului. Așadar, după cum indică și alți autori [3], [4], este necesară o măcinare menajată a componenților friabili, pentru evitarea formării unor cantități mari de praf, sitarea materialului și remăcinarea părților dure.

Compoziția petrografică a huilelor de gaz din Valea Jiului indică preponderența vitritului, în diverse stadii de evoluție.

La o măcinare normală a șarjei, vitritul mai puțin carbonificat și constituenții bogați în substanță minerală se repartizează în clasele granulometrice mai mari; încercările de măcinare metodică efectuate

la scara pilot cu şarja folosită la cocseria Combinatului Metalurgic Reşiţa, au arătat influenţa pozitivă a remăcinării supragranulaţiei.

Tabela 1

Încercări de cocsificare cu şarja Reşiţa, măcinată metodic

Compoziţia şarjei		Modul de măcinare	Granulaţia	Rezistenţa la toba MICUM			
				M_{40}	M_{40-25}	M_{25-10}	M_{10}
Huilă de gaz Valea Jiului Lupeni (623)—72 % Uricani 621—12 % Vulcan (611)—16 %	48 %	dezintegrator	95 % <3 mm	69,6	14,2	3,0	13,2
		dezintegrator +sită 2,5 mm	99,6 % <2,5 mm	75,0	11,0	2,1	11,9
Huilă de cocs-Anina (522)	36 %	dezintegrator + sită 2 mm	99,4 % <2 mm	74,8	11,4	2,0	11,8
Huilă grasă - Secul (535)	4 %	dezintegrator +sită 1,2 mm	99,4 % <1,2 mm	72,0	11,6	2,0	14,4
Semicocs	7 %						
Cocs de petrol	5 %						

Astfel, prin remăcinarea claselor granulometrice mai mari de 2—2,5 mm, se obţine mărirea indicelui M_{40} cu 5 unităţi şi micşorarea indicelui M_{10} cu o unitate.

Totdată, s-a arătat că măcinarea prea avansată a şarjei (sub 1,2 m) duce la rezultate mai puţin favorabile, după cum era şi de aşteptat.

Măcinarea metodică a şarjei compusă din huile de gaz LUV şi semicocs, în cazul granulaţiei de 2,5 mm, conduce la o mică creştere a indicelui M_{40} şi la o reducere sensibilă a indicelui M_{10} (tabela 2).

Tabela 2

Încercări de cocsificare cu huile de gaz şi semicocs, măcinate metodic

Compoziţia şarjei		Modul de măcinare	Granulaţia	Rezistenţa la toba MICUM			
				M_{40}	M_{40-25}	M_{25-10}	M_{10}
Huilă de gaz Valea Jiului		dezintegrator	94,4 <3 mm	56,0	19,0	4,2	20,8
Lupeni (632)-72 % Uricani (621)-12 % Vulcan (611)-16 %	86 %	dezintegrator + sită 2,5 mm	99,6 <2,5 mm	58,0	18,2	10,8	15,6
		dezintegrator + sită 2,0 mm	99,7 <2,0 mm	56,8	16,0	4,0	23,2
Semicocs	14 %	dezintegrator + sită 1,2 mm	96,6 <1,2 mm	50,4	24,0	4,0	21,6

În staţia pilot de cocsificare de la Lupeni, cercetările s-au efectuat într-un cuptor construit din cărămidă de şamotă şi care avea dimensiunile următoare : lăţime — 400 mm, lungime — 2 200 mm şi înălţime — 1 600 mm. Deservirea se făcea de o maşină de încărcare, cu bătucire manuală, iar produsele volatile erau arse.

Încălzirea cuptorului s-a făcut cu motorină, la temperaturi care au variat între 1000—1150°C în canalele de ardere, fapt ce s-a reflectat asupra valorilor absolute ale rezistenței mecanice a cocsului. Capacitatea cuptorului era de circa 1 200 kg șarjă; în cercetările întreprinse, cantitatea de cărbune supus cocsificării a variat între 800 și 1 200 kg șarjă.

Pregătirea cărbunilor în vederea cocsificării s-a realizat într-o moară cu ciocane, cu o viteză periferică de 50 m/s; moara era prevăzută la partea inferioară cu o sită, care avea ochiuri patrate, cu latura de 15 mm. Caracteristicile chimico-tehnice ale cărbunilor folosiți la experimentări sînt redate în tabela 3. Rezultatele obținute în aceste condiții sînt prezentate în tabelele 4, 5, 6 și 7.

Utilizarea măcinării metodice și diferențiale a șarjei Lupeni + semicocs (tabela 4) ridică indicele M_{40} de la 63—65 (măcinare normală) la

Tabela 3

Caracteristicile chimico-tehnice ale probelor medii de cărbune

Cărbunele	W^a %	A^{anh} %	$V^{m.c.}$ %	Însușiri de cocsificare				Nr. de cod ISO
				Indice de umflare	Gray-King	Dilatometru KBS		
						a_{max}	b_{max}	
Lupeni	1 58	9,25	43,10	$2^1/_2$	G_2	31	41	623
Uricani	1,75	6,13	40,50	$1^1/_2$	E	41	—18	612
Vulcan	2,34	6,50	44,10	1	C	42	—	611
LUV	1,99	8,67	42,90	$1^1/_2$	G_1	38	—2	612
Semicocs	2,34	15,30	14,10	—	—	—	—	—

70—71 (măcinare metodică) și scade indicele M_{10} de la 13,5 la 11,5 Procentul optim de semicocs în șarjă reprezintă 13—14%; cantități mai mari de semicocs conduc la mărirea indicelui M_{10}, iar cantități mai mici, influențează nefavorabil asupra indicelui M_{40}.

Din încercările efectuate, se pare că între limitele de granulație 2,0 mm și 2,5 mm nu există diferențe apreciabile, valoarea 2,5 mm rămînînd totuși o limită superioară a supragranulației.

Utilizarea măcinării metodice și diferențiale a șarjei de Uricani + semicocs (tabela 5) ridică indicele M_{40} cu 2—3 unități și micșorează ușor indicele M_{10}.

Cantitatea optimă de semicocs în șarjă este 9—10,5%; ca și în cazul cărbunilor de Lupeni, un exces de semicocs mărește apreciabil indicele M_{10}.

Limitele de granulație rămîn aceleași ca și pentru cărbunii de Lupeni, mărimea maximă a granulației fiind 2,5 mm.

Din șarja formată din cărbuni Vulcan și semicocs, prin folosirea măcinării metodice și diferențiale, se obține cocs cu indicele $M_{40} = 25—27$, față de 18—20 la șarja măcinată normal și cu indicele $M_{10} = 42—44$ în loc de 50—54; procesul optim de semicocs 4—6%.

La amestecul Lupeni-Uricani-Vulcan (67,5 : 17,5 : 15) cu semicocs, rezultatele sînt mai puțin diferențiate: indicele M_{10} crește ușor la probele măcinate metodic iar indicele M_{10} rămîne practic constant. Rezul-

Tabela

Lupeni

Nr. crt.	Compoziţia şarjei %	Modul de măcinare	Sitarea	Analiza granu			
				> 2,5 mm	2,5—2,0 mm	2,0—1,5 mm	1,5—1,0 mm
1	Cărbune 100	normal	nesitat	6,1	2,4	5,6	14,6
2	Cărbune 87 Semicocs 13 Şarja	normal dierenţial	nesitat	4,8 0,6 3,9	1,5 0,4 1,3	5,3 0,8 4,4	13,2 8,0 10,5
3	Cărbune 85 Semicocs 15 Şarja 100	normal diferenţial	nesitat	4,9 0,9 3,6	1,7 0,5 1,1	4,5 0,9 3,6	10,8 2,3 8,5
4	Cărbune 86 Semicocs 14 Şarja	normal diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,4 0,3 0,4	0,7 0,6 0,7	4,3 1,4 4,1	13,2 6,6 12,8
5	Cărbune 86,9 Semicocs 13,1 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,9 0,3 0,4	0,5 0,3 0,8	5,3 2,5 5,5	15,3 12,4 13,9
6	Cărbune 85 Semicocs 15 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sită de 2,0 mm	0,8 0,3 0,9	1,5 0,7 1,7	6,2 3,3 6,3	10,3 9,7 13,2
7	Cărbune 87 Semicocs 13 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,4 — 1,4	0,2 — 1,6	4,8 0,5 5,6	14,3 2,3 13,2
8	Cărbune 86,3 Semicocs 13,7 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,7 0,7 1,0	1,9 0,5 1,8	9,7 2,4 9,2	12,1 7,9 11,5
9	Cărbune 85,8 Semicocs 14,2 Sarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,0 0,9 1,3	2,4 0,4 2,0	8,3 3,2 8,7	15,5 7,9 15,8
10	Cărbune 85 Semicocs 15 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,7 0,7 0,8	1,3 0,4 0,9	4,3 2,5 5,0	11,2 8,2 11,7
11	Cărbune 83 Semicocs 17 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,7 0,3 0,7	1,2 0,3 1,0	4,8 2,5 5,0	11,5 12,4 11,8

4

0–80 mm

lometrică %				Analiza tehnică		Rezistența la toba Micu m			
1,0–0,75 mm	0,75–0,50 mm	0,50–0,25 mm	<0,25 mm	W_t^a	A^a	M_{40}	M_{40-25}	M_{25-10}	M_{10}
15,2	15,1	19,5	21,1	10,5	9,51	20,0	31,0	34,0	15,0
14,8	17,9	22,1	20,4	7,2	9,42	64,9			
13,4	16,4	26,9	33,5	12,3	16,59		15,5		
11,8	16,9	23,3	27,9	12,3	10,04			6,3	13,3
11,7	15,7	23,3	27,4	8,2	10,39	62,8			
9,2	16,4	25,9	33,9	15,8	12,15		17,6		
12,6	17,4	28,7	24,5	12,9	10,85			5,9	13,7
15,5	20,4	27,6	17,9	6,6	9,8	66,7			
9,5	13,5	33,2	34,9	14,0	13,5		12,0		
14,8	21,3	28,9	17,0	13,0	10,1			3,7	17,6
10,6	19,5	26,6	21,3	8,9	9,80	71,0			
13,3	18,3	28,8	24,1	10,0	14,05		13,8		
12,2	17,8	23,6	25,8	11,7	10,30			3,9	11,3
17,9	13,2	23,9	26,2	8,0	9,67	70,5			
9,7	18,4	27,6	30,3	25,6	13,42		10,0		
19,1	12,1	24,2	22,5	14,2	9,96			4,3	15,2
15,9	17,0	23,9	23,5	8,6	9,42	65,4			
2,8	9,4	20,3	64,7	16,8	11,00		16,5		
15,3	16,5	23,4	13,0	11,5	9,99			6,4	11,7
12,6	15,8	25,0	22,2	7,0	9,5	70,5			
8,3	14,8	28,2	37,2	19,5	13,4		11,2		
11,5	15,0	27,0	23,0	10,4	10,1			6,7	11,6
16,8	15,8	22,3	17,9	9,1	9,49	71,0			
9,8	12,9	25,0	39,9	14,7	17,10		13,0		
15,9	15,3	21,2	19,8	13,6	9,91			4,4	11,6
13,2	18,2	26,7	24,4	7,3	9,30	69,7			
10,0	14,1	24,0	40,1	40,0	12,25		11,6		
12,2	16,7	29,3	23,4	17,6	10,08			3,6	15,1
12,5	17,7	25,7	25,9	7,6	8,64	69,9			
13,3	18,3	28,8	24,1	36,2	9,69		8,5		
12,9	17,2	29,7	21,7	17,7	12,42			2,6	19,0

Tabela

Urican[1]

Nr. crt.	Compoziția șarjei %	Modul de măcinare	Sitarea	Analiza granu			
				> 2,5 mm	2,5—2 mm	2—1,5 mm	1,5—1,0 mm
1	Cărbune 100	normal	nesitat	6,3	1,5	5,5	10,0
2	Cărbune 92,5 Semicocs 7,5 Șarja	normal diferențial	nesitat	6,0 0,6 4,7	1,8 0,6 2,0	5,5 3,8 5,6	12,5 12,6 11,9
3	Cărbune 91 Semicocs 9 Șarja	normal diferențial	nesitat	7,3 0,6 0,6	2,3 0,6 2,5	7,3 1,3 5,8	12,9 4,7 12,7
4	Cărbune 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	normal diferențial	nesitat	6,0 0,5 5,6	1,8 0,5 1,4	6,4 0,9 4,2	12,0 2,8 10,5
5	Cărbune 88 Semicocs 12 Șarja	normal diferențial	nesitat	5,3 0,4 4,9	2,2 0,2 1,4	5,8 3,3 5,3	13,0 5,6 12,3
6	Cărbune 92,5 Semicocs 7,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,2 — 0,3	0,4 — 0,6	4,9 1,0 5,8	15,3 3,8 17,3
7	Cărbune 91 Semicocs 9 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,3 1,0 0,5	1,8 0,5 1,6	8,2 2,4 8,7	18,3 7,2 17,5
8	Cărbune 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	1,6 0,6 2,8	1,0 0,6 0,8	5,5 1,3 6,3	15,5 4,7 17,0
9	Cărbune 88 Semicocs 12 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,3 0,2 0,4	1,9 0,2 0,9	8,8 0,7 6,9	14,9 3,6 15,9
10	Cărbune 9,5 Semicocs 7,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	4,0 0,5 3,8	1,7 0,5 1,5	6,9 1,9 7,1	17,4 15,6 17,1
11	Cărbune 91 Semicocs 9 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,6 0,4 1,6	3,8 0,4 2,3	9,9 0,8 8,5	17,3 4,6 16,4
12	Cărbune 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,1 0,4 0,8	1,6 0,4 1,2	8,2 1,0 8,2	18,2 6,6 16,8
13	Cărbune 88 Semicocs 12 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,4 4,6 1,4	1,7 1,8 2,5	5,7 7,0 7,8	15,4 12,6 16,2

5

0–80 mm

lometrică %				Analiza tehnică		Rezistența la toba Micum			
1,0–0,75 mm	0,75–0,50 mm	0,50–0,25 mm	< 0,25 mm	$W_t^{a\%}$	A^a	M_{40}	M_{40-25}	M_{25-10}	M_{10}
12,9	18,8	23,8	21,2	7,2	12,41	17,1	32,0	31,5	19,4
12,9	16,3	24,8	20,2	7,5	12,64	45,6			
11,9	18,3	20,7	31,5	21,6	19,37		10,0		
13,3	15,5	28,8	18,2	10,9	14,06			5,3	39,1
14,7	19,4	20,1	16,0	7,6	12,14	39,5			
6,7	12,6	32,9	40,4	7,5	41,6		12,7		
13,6	16,2	27,4	15,2	11,8	13,85			9,0	38,8
13,4	17,0	22,6	20,8	7,3	1,34	44,7			
7,1	11,4	29,1	47,7	16,5	14,51		14,5		
8,9	16,7	26,4	26,3	10,9	11,84			6,8	34,0
14,4	16,6	22,4	20,3	5,9	12,64	43,7			
9,0	13,1	26,9	41,5	10,4	15,84		9,9		
11,9	15,8	27,1	21,3	14,0	13,34			5,6	40,8
16,4	17,1	27,1	18,6	7,2	13,22	45,0			
6,1	11,7	26,1	51,3	14,9	15,30		14,0		
17,3	17,6	24,3	16,8	12,8	14,75			7,5	33,5
16,8	15,9	22,7	16,0	7,6	12,84	45,2			
10,1	12,5	24,1	42,2	7,0	17,90		11,8		
15,5	16,6	22,4	17,2	12,5	14,30			5,4	37,6
15,5	17,2	25,7	18,0	8,2	13,94	47,5			
6,7	12,6	32,9	40,6	42,6	13,76		9,3		
14,6	17,2	24,1	17,4	13,8	13,90			4,2	39,0
14,9	16,3	25,8	17,1	6,9	12,46	46,4			
7,5	13,6	29,3	44,9	18,7	16,22		9,2		
16,0	15,8	24,3	19,8	13,5	14,46			3,9	40,5
15,4	15,3	23,2	16,2	8,7	11,93	45,6			
8,6	13,1	30,9	28,9	36,2	14,97		12,9		
15,2	16,8	21,9	16,6	11,8	13,21			6,8	34,7
15,3	15,8	19,6	16,7	7,9	12,34	44,7			
6,8	12,4	28,8	45,8	15,1	16,66		10,9		
14,1	15,8	23,4	17,9	11,2	13,58			5,8	38,6
15,8	15,7	22,4	17,0	7,4	11,61	49,5			
9,5	14,2	24,5	43,4	16,1	15,72		11,6		
15,7	16,8	20,5	20,0	10,9	12,31			6,2	32,7
15,0	16,6	24,3	20,9	7,0	13,03	46,5			
12,6	14,1	24,4	22,9	13,2	19,86		6,7		
15,1	15,7	20,2	21,1	10,6	13,43			3,3	43,5

Tabela

Vulcan

Nr. crt.	Compoziţia şarjei %	Modul de măcinare	Sitarea	Analiza granu			
				> 2,5 mm	2,5—2,0 mm	2,0—1,5 mm	1,5—1,0 mm
1	Vulcan 100	normal	nesitat	4,6	1,4	3,9	10,7
2	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	normal diferenţial	nesitat	4,6 0,4 4,6	1,4 0,6 2,0	3,9 1,9 5,0	10,7 7,4 12,8
3	Vulcan 94 Semicocs 6 Şarja	normal diferenţial	nesitat	4,6 0,9 5,4	1,4 0,6 1,4	3,9 1,9 4,4	10,7 7,0 11,0
4	Vulcan 92 Semicocs 8 Şarja	normal diferenţial	nesitat	4,6 0,4 5,4	1,4 0,6 1,8	3,9 1,9 4,6	10,7 7,4 12,4
5	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	normal diferenţial	trecut prin sita de 2,0 mm	2,7 0,8 2,2	1,5 0,4 1,4	4,6 2,1 3,2	11,3 7,9 10,0
6	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	normal diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	2,7 0,8 2,4	1,5 0,4 1,6	4,6 2,1 4,2	11,3 7,9 10,4
7	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,8 2,0 0,8	0,6 1,0 0,6	6,6 3,0 5,6	18,0 9,5 18,2
8	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,6 0,8 0,7	1,0 0,4 1,2	6,8 5,6 6,5	18,5 6,0 16,0
9	Vulcan 96 Semicocs 4 Şarja	metodic diferenţial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,0 0,2 1,2	2,0 0,8 1,8	12,2 2,4 9,0	24,8 7,6 19,4

6

0–80 mm

lometrică %				Analiza tehnică		Rezistenţa mecanică la toba MICUM			
1,0–0,75 mm	0,75–0,50 mm	0,50–0,25 mm	<0,25 mm	W_t^a	A^a	M_{40}	M_{40-25}	M_{25-40}	M_{10}
12,5	14,6	26,8	25,5	7,7	7,71	8,6	17,0	28,0	46,4
12,5	14,6	26,8	25,5	7,05	7,41	17,2			
9,1	10,7	23,3	46,6	6,56	14,07		19,0		
13,4	14,2	24,0	24,0	11,45	7,98			14,4	49,4
12,5	14,6	26,8	25,5	7,62	7,71	15,8			
9,1	10,7	23,3	46,5	6,96	14,07		14,9		
11,4	12,4	24,8	29,2	13,02	8,46			13,0	56,3
12,5	14,6	26,8	25,5	7,05	7,41	21,2			
9,1	10,7	23,3	46,6	6,56	14,07		13,2		
13,0	14,6	25,8	22,4	10,57	8,45			11,8	53,8
13,5	14,3	26,7	25,4	7,53	7,87	11,2			
10,7	12,5	27,2	38,4	8,12	12,51		24,1		
13,8	14,8	25,8	28,8	9,89	8,23			21,2	43,5
13,5	14,3	26,7	25,4	7,53	7,87	18,3			
10,7	12,5	27,2	38,4	8,12	12,04		25,3		
14,0	14,4	26,2	26,8	10,06	8,44			14,4	42,0
15,2	16,0	23,0	19,8	6,35	7,92	27,3			
10,5	13,5	22,5	38,0	9,17	17,62		16,4		
15,8	16,2	23,6	19,2	11,07	10,37			11,6	44,8
16,6	14,7	20,2	21,6	4,85	6,66	25,7			
8,8	11,2	23,2	44,0	7,95	12,85		16,1		
15,8	12,2	21,1	26,5	9,85	7,81			16,0	42,2
18,8	15,2	16,8	9,2	9,20	7,81	26,9			
9,6	12,8	36,4	30,2	8,82	14,33		14,1		
15,0	15,4	18,0	20,0	11,71	8,96			8,5	50,5

Tabela

LUV

Nr. crt.	Compoziția șarjei %	Modul de măcinare	Sitarea	Analiza granulome					
				>2,5 mm	2,5–2 mm	2–1,5 mm	1,5–1,0 mm	1,0–0,75 mm	0,75–0,50 mm
1	LUV 91 Semicocs 9 Șarja	normal diferențial	nesitat	5,5 0,6 4,5	2,0 0,4 1,8	5,4 1,8 4,2	12,6 6,8 11,2	12,5 10,0 12,0	16,2 16,0 17,1
2	LUV 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	normal diferențial	nesitat	6,4 1,8 4,2	2,3 0,8 1,1	5,6 2,8 4,4	13,9 9,6 12,7	12,4 10,4 13,1	16,8 14,0 18,2
3	LUV 88 Semicocs 12 Șarja	normal diferențial	nesitat	5,6 1,2 3,4	2,0 0,5 1,5	5,2 1,7 4,9	12,7 6,5 11,7	14,0 8,5 13,6	15,9 13,3 16,9
4	LUV 91 Semicocs 9 Șarja	normal diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,2 0,5 0,2	0,2 0,5 0,4	4,6 0,5 3,2	13,6 4,5 14,0	14,8 9,0 13,0	21,5 18,0 19,6
5	LUV 91 Semicocs 9 Șarja	normal diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,2 0,5 0,4	1,2 0,5 0,9	3,8 1,0 0,4	13,2 3,5 11,8	14,8 8,0 13,8	22,0 13,0 20,4
6	LUV 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	normal diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,2 0,5 0,9	2,2 0,5 1,6	9,4 4,0 6,6	16,0 4,0 16,6	17,2 10,0 14,9	22,1 16,5 24,8
7	LUV 88 Semicocs 12 Șarja	normal diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,9 0,5 0,8	1,8 0,5 0,8	6,2 1,0 5,7	15,4 3,7 13,4	16,4 6,5 13,4	15,9 11,5 18,9
8	LUV 91 Semicocs 9 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	1,8 0,5 1,4	0,9 0,5 0,6	8,2 0,7 6,4	22,5 3,0 17,8	17,0 6,7 14,4	15,8 7,4 19,4
9	LUV 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,0 mm	0,8 0,5 0,4	0,8 0,5 0,5	5,8 1,4 7,2	16,2 6,2 18,5	14,0 7,1 14,4	17,6 10,9 18,5
10	LUV 91 Semicocs 9 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	0,4 0,4 0,3	1,0 0,4 0,4	4,5 0,4 4,0	14,4 4,2 12,7	12,4 5,2 13,0	17,2 11,5 15,6
11	LUV 89,5 Semicocs 10,5 Șarja	metodic diferențial	trecut prin 2,5 mm sita de	1,0 0,8 0,7	2,4 0,4 1,0	11,6 2,0 7,0	19,6 7,2 19,2	15,4 9,6 16,0	15,1 13,7 15,2
12	LUV 88 Semicocs 12 Șarja	metodic diferențial	trecut prin sita de 2,5 mm	1,2 1,0 1,4	1,9 0,5 1,2	9,3 2,0 7,9	19,9 7,5 17,3	14,6 9,5 12,1	16,3 11,5 18,1

7

0–80 mm

tricâ %		Analiza tehnică		Rezistența mecanică la tobă							
				MICUM				SUNDGREEN			
0,50–0,25 mm	<0,25 mm	W_t^a	A^a	M_{40}	M_{40-25}	M_{25-10}	M_{10}	>25 mm	25–10 mm	10–5 mm	<5 mm
31,6	14,2	6,93	13,63								
31,8	32,6	9,79	14,88	53,4	13,4	8,7	24,5	223	91,7	10,0	85,3
36,4	12,8	8,55	13,15								
29,6	13,0	7,79	9,38	56,0				211			
35,2	25,4	7,55	16,11		13,8				91,1		
31,8	14,5	9,25	13,10			6,8	23,4			8,5	99,4
27,2	17,4	7,66	10,01	62,9				232			
41,4	26,9	8,34	16,35		7,1				60		
32,0	16,0	10,81	14,25			3,4	26,6			8,3	109,7
40,0	5,1	5,55	12,09	55,1				197			
44,5	22,5	14,00	15,09		15,3				93		
39,2	10,4	11,05	13,48			7,7	21,9			8,5	111,5
34,4	10,4	5,05	12,45	51,7				193			
40,5	33,0	14,87	15,99		14,6				100		
37,7	10,2	10,39	14,50			7,2	26,5			4,5	104,5
18,1	13,8	6,96	12,94	59,0				222			
45,0	20,5	11,65	14,95		10,0				90,5		
20,1	14,5	11,34	13,80			4,8	26,2			4,5	93
29,9	13,5	6,60	13,08	59,0				188			
36,8	39,5	14,64	14,93		5,4				58,9		
31,3	15,7	11,14	13,29			3,2	31,6			6,0	157,1
28,0	5,8	7,11	11,93	54,0				173			
44,8	36,4	16,55	22,09		12,7				97		
30,2	9,8	15,79	12,82			7,8	25,5			6,5	133,5
32,6	12,2	4,86	12,91	60,4				230			
26,6	46,8	9,01	13,55		12,3				75,5		
26,9	13,6	10,50	12,62			6,8	20,5			5,1	99,4
32,6	17,5	6,56	12,42	61,4				237			
55,2	22,7	10,07	14,63		9,8				82		
31,2	22,8	9,65	12,61			4,4	24,4			5,5	85,5
26,0	8,9	6,30	13,96	57,9				194			
42,9	23,4	8,54	14,61		10,8				87		
27,4	13,4	12,48	13,98			5,9	25,4			7	122
24,6	12,2	4,63	12,41	60,4				203			
29,5	38,5	8,62	13,84		8,9				78		
27,5	14,5	9,81	12,71			5,1	25,6			6,7	122,3

Tabela 8

Caracteristici analitice şi petrografice ale probelor de cărbuni de Lupeni, Uricani, Vulcan şi LUV în funcţie de remăcinare

Nr. crt.	Cărbunele	Măcinarea	Granulaţia mm	W^a	A^{anh}	Indice de umflare	Caracterizarea petrografică
1	Lupeni	prima	<2,5	1,56	9,07	2 1/2	Predomină claritul f. impur tinzînd spre carbargilit. Vitritul este în general telinitic cu ceva răşini şi impurităţi (cca. 30 %); f. frecventă pirită. Apare substanţă ceroasă.
2	Lupeni	prima	>2,5	1,57	9,84	2 1/2	Clarit şi vitrit în proporţii aproximativ egale. Particulele de cărbune sînt aproape curate, sterilul apărînd, în general, separat; multă substanţă ceroasă, răşini cuticule. Lipseşte în general carbargilitul şi claro-duritul.
3	Lupeni	a doua	>2,5	1,67	12,80	2	Clarit impurificat trecînd în carbargilit (cca. 80 %); ia uneori aspect de claro-durit; conţine: scleroţii, vitrit fuzitizat, micrinit şi fragmente mici de fuzit. Structură în benzi; vitritul conţine degradinit, ceva răşini şi impurităţi (cca 20%).
4	Lupeni	a treia	>2,5	—	—	1 1/2	Clarit impur cu treceri spre carbargilit piritic, 80—90 %. Vitritul impurificat nu conţine degradinit.
5	Lupeni	prima	<2,0	1,74	9,61	2	Predomină claritul (70 %); vitritul — telinit în general — impur; treceri spre carbargilit. Substanţa minerală dominată de pirită fin diseminată.
6	Lupeni	prima	>2,0	1,44	9,94	2	Clarit 70—80 %, impur, cu multă pirită, trecînd în carbargilit piritic. Frecvent vitrit fuzitizat şi aspect claro-duritic. Vitritul e impur în general, alternînd uneori în benzi cu claritul; conţine ceva degradinit în porţiunea telinitică.
7	Lupeni	a doua	>2,0	1,53	11,24	2	Clarit impur, des, 80 — 90 %, trecînd în carbargilit; multă pirită, frecvent claro-durit. Claritul conţine multe cuticule şi substanţă ceroasă. Vitritul, cca. 10 %, în benzi, are răşini şi impurităţi.
8	Lupeni	a treia	>2,0	1,51	12,86	1 1/2	Clarit impur, 70—100 %, trece deseori în carbargilit piritic. Vitritul e cu substanţă minerală şi în special cu pirită, trecînd în carbargilit vitritic; puţin steril.
9	Uricani	prima	<2,5	2,03	7,98	1 1/2	Vitrit cu degradinit în proporţie de cca. 65—80 %; ambii constituenţi sînt impuri (pirită); sterilovitrit (cca. 5 %). Substanţa minerală frecventă între particulele de cărbune (separată). În clarit frecvente răşini.
10	Uricani	prima	>2,5	1,82	8,49	1 1/2	Clarit şi vitrit în proporţii aproximativ egale. Impurităţile minerale din clarit formează o ţesătură. Vitritul impurificat în special cu pirită conţine şi ceva degradinit în telinit.
11	Uricani	a doua	>2,5	2,00	11,61	1	Claritul, în special claritul vitritic impur, cca. 60—70 %. Vitritul este şi el impur trecînd frecvent în sterilovitrit (cu dantelă de steril) în proporţia de cca. 30—40% din vitrit.
12	Uricani	a treia	>2,5	1,78	11,91	1	—

Tabela 8 (continuare)

Nr. crt.	Cărbunele	Măcinarea	Granulația mm	W^a	A^{anh}	Indice de umflare	Caracterizarea petrografică
13	Uricani	prima	<2,5	1,64	12,91	1 1/2	Vitritul cu degradinit și rășini predomină ușor asupra claritului. Claritul are de asemenea rășini și este impurificat cu substanță minerală, predominînd pirita. Se mai găsește ceva fuzit și semifuzinit. Ici-colo se semnalează apariția durităului.
14	Uricani	prima	>2,5	1,80	13,69	1 1/2	Predomină vitritul impurificat cu substanță minerală; ceva sterilovitrit și carbargilit piritic. Claritul este în general vitritic, în proporție de cca. 30—40%. Conține rezinit și pirită multă și apare deseori în benzi alternînd cu vitritul.
15	Uricani	a doua	>2,5	1,73	14,75	1	Clarit cca. 60—70%, sub formă de clarit des și impur, trecînd în carbargilit și sterilovitrit. Vitritul este impur și în general are rășini ca și claritul.
16	Uricani	a treia	>2,5	1,75	21,42	1	Clarit 50 — 70%, cu ceva rășini, pirită multă și substanță minerală sub formă de dantelă. Vitritul are diferite grade de carbonificare, pînă la vitrit fuzitizat.
17	Vulcan	prima	<2,5	2,31	7,79	—	Clarit des și cu cuticule (60—70%), impurificat; frecvent rezinit. Vitritul e și el impur și conține rezinit. Rar inertrinit, foarte rar steril.
18	Vulcan	prima	>2,5	2,27	9,15	—	Predomină vitritul însă impurificat cu substanță minerală; ceva sterilovitrit și carbargilit piritic. Claritul e în general vitritic, cu impurități cca. 40—50%; alternează în benzi cu vitritul care conține rezinit. Frecvent pirită.
19	Vulcan	a doua	>2,5	2,27	12,67	—	Claritul cca. 60—70%, cu forme de trecere spre clarodurit. Impurități minerale și frecvent carbargilit; steril cca. 10—20%. Vitritul se găsește în general în forme impurificate.
20	LUV	prima	<2,5	2,05	12,25	1 1/2	Predomină ușor claritul (cca. 60%), impurificat cu substanță minerală, în special pirită. Vitritul de asemenea impur.
21	LUV	prima	>2,5	2,14	12,58	1—1 1/2	Predomină ușor vitritul dar impurificat, trecînd în sterilovitrit. Claritul e de asemenea impur, cu multă pirită, ceva rezinit, cutinit; apare steril.
22	LUV	a doua	>2,5	2,04	17,09	1—1 1/2	Clarit impur și sterilovitrit. Vitritul pur e foarte rar (20%); frecvent steril.
23	LUV	a treia	>2,5	2,08	20,40	1	Sterilovitritul apare ca un component bine definit, cca. 30—40%, cu treceri spre carbargilit. Claritul e des, uneori cu trecere spre clarodurit. Vitritul e reprezentat prin telinit impur, cu ceva vitrit fuzitizat.

tatele la toba Sundgreen sînt comparabile: pentru fracţiunea >25 mm 230—237 kg faţă de 232 kg şi 85,5—99,4 kg la fracţiunea <5 mm, faţă de 109,7 kg, cît s-a obţinut la măcinarea normală.

Procentul optim de semicocs este de 9—10,5%. Fracţiunile de cărbuni rezultate la măcinarea metodică au fost analizate din punct de vedere petrografic (tabela 8).

Se observă că prin măcinarea metodică, repartiţia sterilului este mai uniformă şi astfel poate constitui una din cauzele necesităţii unei cantităţi mai mici de semicocs.

În partea de cărbune separată la prima măcinare sub limita de granulaţie impusă (2,0—2,5 mm), sterilul este în general separat de masa organică, care apare astfel deosebit de curată; mai frecvent, apare numai pirită fin diseminată, în special sub formă de pirită primară, greu de separat.

În fracţiunile remăcinate (mai dure) creşte proporţia de clarit sau vitrit impur, în dauna vitritului curat; în supragranulaţia de la a 2-a sau a 3-a măcinare se găsesc şi bucăţi de steril, pe lîngă claritul, carbargilitul sau sterilovitritul respectiv.

În concordanţă cu aceste observaţii, cantitatea de cenuşă creşte la probele mai dure.

Cărbunii de Vulcan şi mai puţin cei de Uricani, se caracterizează, θ, spre deosebire de cărbunii de Lupeni, prin mai mult vitrit, dar un vitrit cu structură celulară bine păstrată, mai puţin carbonificat (putere de reflexie, aspect).

Cărbunii de Uricani prezintă ceva mai mult inertinit în clarit decît cei de Lupeni (se explică astfel şi procentul redus de semicocs necesar în şarja cu cărbuni de Uricani, faţă de cea cu cărbuni de Lupeni).

Vitritul din cărbunii Vulcan, are prin calitatea sa (mult degradinit) o capacitate redusă de plastifiere.

CONCLUZII GENERALE

1. Studiul îmbunătăţirii rezistenţei mecanice a cocsului rezultat din cărbuni de Lupeni, Uricani şi Vulcan, în amestecuri individuale cu semicocs a arătat clar influenţa pozitivă a măcinării metodice, mai accentuată pentru cărbunii de la Lupeni, care au bune însuşiri de cocsificare şi mai puţin însemnată pentru cărbunii de Uricani şi Vulcan, care prezintă însuşiri mai slabe.

2. Cocsul obţinut din şarjele Lupeni-Uricani-Vulcan şi semicocs arată o îmbunătăţire a rezistenţei mecanice prin folosirea măcinării metodice, însă datele obţinute sînt variabile atît datorită variaţiei independente a parametrilor funcţionali ai instalaţiei, cît şi fluctuaţiilor în calitatea şi prepararea cărbunilor.

3. Cercetările efectuate la scară pilot, privind influenţa măcinării metodice asupra rezistenţei mecanice a cocsului, avizează pozitiv, precizările aplicării metodei necesită însă experimentări mai vaste, în condiţii perfect controlabile şi reproductibile.

ИССЛЕДОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КАМЕННОГО УГЛЯ „ЛУПЕНЬ", „УРИКАНЬ" и „ВУЛКАН" ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО КОКСА

III. ИССЛЕДОВАНИЯ В ФАЗЕ-ПИЛОТ В ЦЕЛЯХ ИЗУЧЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ГРАНУЛЯЦИИ УГЛЯ НА КАЧЕСТВО КОКСА

РЕЗЮМЕ

Излагаются результаты испытаний в фазе-пилот по улучшению механической прочности металлургического кокса, вырабатываемого из каменного угля „Валя Жиулуй" в смеси с полукоксом, путем применения методического и дифференциального размола. Путем отсева и повторного размола крупной фракции достигается сохранение хрупких петрографических составных и более сильное воздействие на самые жесткие составляющие.

Изучались шихты из каменного угля Лупень, Урикань, Вулкан и ЛУВ в индивидуальных смесях с полукоксом, а также шихта Решица.

Установлено, что методический и дифференциальный размол улучшает показатели M_{40} и M_{10}, причем высший предел грануляции шихты равен 2,5 мм.

RECHERCHES SUR L'EMPLOI RATIONNEL DES HOUILLES DE GAZ DE LUPENI, URICANI ET VULCAN POUR OBTENIR DU COKE MÉTALLURGIQUE

III. RECHERCHES DANS LA PHASE PILOTE CONCERNANT L'ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA GRANULATION DES CHARBONS SUR LA QUALITÉ DU COKE

RÉSUMÉ

Le travail indique les résultats fournis par les recherches dans la phase pilote en vue d'améliorer la résistance mécanique du coke métallurgique, fabriqué avec des houilles de la vallée du Jiu, mélangées à du semi-coke, en utilisant le procédé du broyage méthodique et différentiel. Ensuite, un criblage et un nouveau broyage de la surgranulation permettent de ménager les composants pétrographiques friables, leur action se faisant ressentir plus fortement sur les composants plus durs.

Les auteurs ont étudié les charges formées par les charbons de Lupeni, Uricani, Vulcan et LUV, mélangés séparément avec du semi-coke, ainsi que la charge Reşiţa.

Ils ont constaté que le broyage méthodique et différentiel produit l'amélioration des indices M_{40} et M_{10}, la limite supérieure de la granulation de la charge ne dépassant pas 2,5 mm.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, FR. BOLCHI, I. NISTOR, *Cercetări privind folosirea raţională a huilelor de gaz Lupeni, Uricani şi Vulcan pentru obţinerea cocsului metalurgic.* I. *Rezistenţa la sfărîmare a huilelor de gaz Lupeni, Uricani şi Vulcan.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *2*, 221—232 (1959).
2. — II. *Cercetări privind studiul influenţei granulaţiei cărbunilor asupra calităţii cocsului.* Studii şi cercetări de energetică, **IX**, *2*, 233—245 (1959).
3. И. Ф. ПАХАЛЮК, *Об использовании качества кокса и использовании в шихтах слабоспекающегося угля.* Угли, *5*, 26 (1956).
4. H. HOFFMANN, F. L. KUHLWEIN, *Rohstoffliche u. verkokungstechnische Untersuchungen an Saarkohlen.* Glückauf, *71*, 28, 657 (1935).

CONTRIBUŢII LA TEORIA FRÎNELOR DE INDUCŢIE (ELECTROMAGNETICE) CU DISC NEFEROMAGNETIC *)

DE

R. RĂDULEŢ şi A. IFRIM

1. PROBLEMA FUNDAMENTALĂ A TEORIEI FRÎNELOR DE INDUCŢIE

O frînă de inducţie cu disc neferomagnetic este formată dintr-un disc neferomagnetic care se roteşte în jurul axei sale de simetrie perpendiculare pe el, cu o anumită viteză unghiulară prin întrefierurile unui sistem de poli magnetici „continui", egali, dispuşi eteropolar ca în schema de principiu din figura 1.

În general, distanţa dintre centrul discului şi axa de simetrie a polului magnetic (r_p în fig. 1) este mare în raport cu dimensiunile liniare

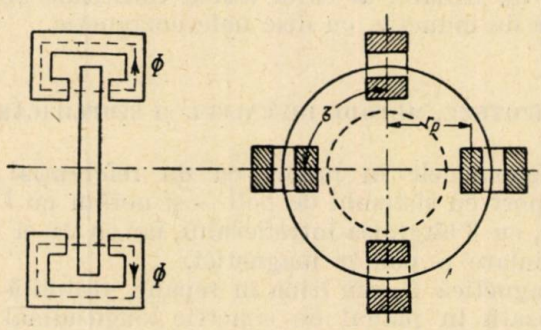


Fig. 1. — Schema de principiu a frînei de inducţie cu disc.

ale întrefierurilor polilor, aşa că se poate considera că partea activă a discului este constituită dintr-o coroană circulară (punctată în fig. 1) avînd raza medie egală cu r_p; printr-o desfăşurare care este admisibilă

*) Lucrare prezentată la Sesiunea cadrelor didactice a Institutului politehnic din Bucureşti, 1960.

dacă lățimea coroanei este mică, se obține cazul unei benzi rectilinii care se mișcă rectiliniu cu viteza v, corespunzătoare razei medii r_p a coroanei, prin sistemul de poli magnetici dispuși eteropolar, în linie dreaptă (fig. 2).

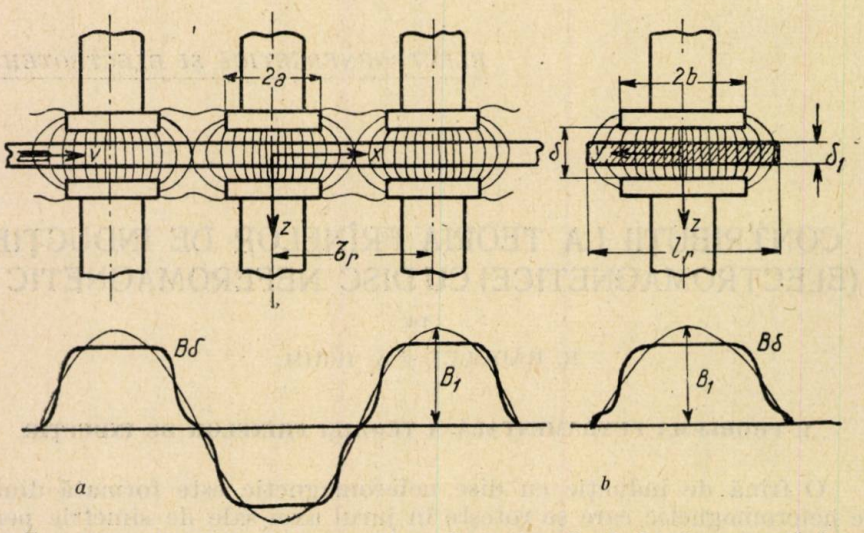


Fig. 2. — Repartiția inducției magnetice B_δ în întrefierul frînei presupusă formată dintr-o bandă rectilinie: *a*) după axa Ox; *b*) după axa Oy.

În aceste condiții se stabilește, între sistemul de poli magnetici și banda în mișcare parcursă de curenții induși de cîmpul magnetic prin mișcare, o forță de frînare, al cărei calcul constituie obiectul principal al teoriei frînelor de inducție, cu disc neferomagnetic.

2. IPOTEZE, METODE DE CALCUL ȘI SIMPLIFICĂRI

Descriem fenomenele în raport cu un referențial $Oxyz$ situat ca în figura 2 în raport cu sistemul de poli — și notăm cu l lățimea benzii, cu δ_1 grosimea ei, cu δ lărgimea întrefierului, iar cu $2a$ și $2b$ dimensiunile tălpii dreptunghiulare a polilor magnetici.

Inducția magnetică B_δ din frîna în repaus, stabilită de polii magnetici, este repartizată în planul de simetrie longitudinal cum se indică în figura 2*b*.

Presupunem că grosimea δ_1 a discului este destul de mică pentru ca liniile de cîmp ale inducției magnetice să poată fi considerate dirijate în disc după axa Oz — și neglijăm dependența mărimilor electrice și magnetice de coordonata z, liniile de curent fiind situate deci, în disc, în plane paralele cu planul xOy.

Presupunem întrefierul uniform atît în direcția coordonatei x, cît și în direcția coordonatei y, dimensiunea δ fiind astfel aceeași pe toată

întinderea benzii — și efectuăm calculul în ipoteza simplificatoare că permeabilitatea magnetică a fierului ar fi infinită, aproximație folosită curent în probleme de electrotehnică asemănătoare cu aceea a frînelor considerate de noi — ceea ce transformă circuitul magnetic într-un circuit liniar, în care se poate aplica superpoziția.

Vom aproxima repartiția inducției magnetice B_δ din întrefierul frînei în repaus printr-o repartiție în care vom considera B_δ = constant $= B_0$ sub poli și $B_\delta = 0$ în afara polilor. Prin aceasta, vom obține în calcul la dezvoltarea în serie a inducției magnetice, armonice superioare de amplitudini în medie mai mari — deci o forță de frînare puțin mai mare decît cea reală.

„Întrefierul" fiind foarte larg în afara polilor, iar ecuațiile lui Maxwell, pe care le vom folosi ca bază de calcul, putînd fi integrate prin mijloace simple în special pentru cazul unui întrefier de lărgime uniformă, vom face — fie reducerea întrefierului din afara polilor la întrefierul din dreptul lor, scurtînd intervalul polar de la τ_r la τ și micșorînd lățimea benzii (dimensiunea perpendiculară pe mișcare) de la l_r la l, — fie lărgirea întrefierului din dreptul polilor și micșorarea celui din afara lor la o valoare echivalentă δ_e, aceeași peste tot, — în așa fel, încît permeanța aeriană a circuitului magnetic al unei „perechi" de poli cu întrefier neuniform să fie egală cu permeanța aeriană a circuitului cu întrefierul presupus uniform.

Pentru a face reducerea întrefierului din afara polilor la cel din dreptul lor, punem condiția ca permeanța geometrică P a circuitului magnetic aferent unei „perechi" de poli situați față în față, de o parte și de alta a benzii, să fie egală cu permeanța geometrică echivalentă

$$P' = \frac{\tau l}{\delta}, \tag{1}$$

care ar exista dacă frîna ar avea întrefierul uniform și egal cu întrefierul real din dreptul polilor, însă avînd pasul polar τ_r și lățimea l_r modificate.

Pentru calculul permeanței geometrice P, vom folosi, în cazul întrefierului strîmt față de lățimea polului, expresia dedusă de A. Ț u g u l e a ([6] pag. 16)

$$\left.\begin{aligned} P &= k_m' \frac{2a}{d}, \\ \text{unde} \qquad k_m' &= 1 + \frac{2d}{\pi a}(-\ln \alpha' + 1{,}25), \text{ cu } \alpha' = \frac{\pi d}{2(d+h)}, \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

în care d, a, h, sînt notații indicate în figura 3, pentru dimensiunile polului.

Dacă lărgimea întrefierului nu este mică în raport cu lățimea polului, calculul permeanței geometrice trebuie făcut cu ajutorul formulei

$$P = \frac{(2a)(2b)}{d} + \frac{4(2a+2b)}{\pi}(-\ln \alpha' + 1{,}5) + \tfrac{1}{2}(3h + d) \tag{2'}$$

care reprezintă media permeanțelor P_s și P_i indicate în [6], pag. 21.

Cum în realitate, în fața unui pol se găsește, în frîna dată, un alt pol (fig. 3 punctat), de nume contrar — și nu un plan infinit, cum se presupune în [6], permeanța P din expresiile de mai sus trebuie împărțită cu 2 (cînd polii sînt dispuși față în față se realizează un circuit magnetic cu permeanța de două ori mai mică decît cea corespunzătoare schemei din figura 3 (nepunctat), fiindcă sînt realizate două circuite magnetice de tipul din figura 3, sus, legate în serie). O primă relație pentru determinarea dimensiunilor reduse τ și l este deci următoarea :

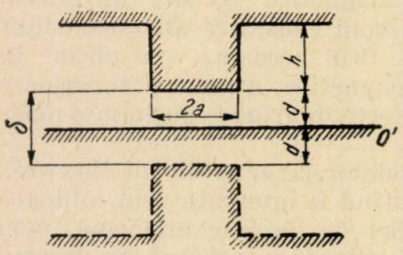


Fig. 3. — Model pentru stabilirea permeanței geometrice aeriene a unei perechi de poli ai frînei.

$$\frac{P}{2} = \frac{\tau l}{\delta}. \qquad (1')$$

O a doua relație se obține din condiția ca raportul diferenței dintre pasul polar și lungimea polului prin diferența dintre lățimea benzii și lățimea polului să nu se modifice la efectuarea reducerii celor două dimensiuni, pentru a menține rezistențele electrice ale porțiunilor de bandă din afara polilor ; în aceste condiții și modificările spectrului liniilor de densitate de curent sînt mici în părțile benzii din afara polilor, parcurse în principal de curent

$$\frac{\tau_r - 2a}{l_r - 2b} = \frac{\tau - 2a}{l - 2b}. \qquad (1'')$$

Calculul forței de frînare se va face, astfel cum s-a menționat mai sus, și în ipoteza că se mențin valorile reale ale dimensiunilor τ_r și l_r, dar că se schimbă lărgimea δ a întrefierului, astfel ca relația (1′) să fie satisfăcută.

În calculele care urmează se va face o comparație între rezultatele obținute atît prin reducerea mărimilor τ_r și l_r și menținerea întrefierului δ, cît și prin uniformizarea întrefierului și menținerea mărimilor τ_r și l_r.

Calculele se pot conduce în trei feluri. O primă metodă consistă în a dezvolta inducția magnetică B_δ din întrefierul frînei în repaus într-o serie dublă Fourier, după coordonatele x și y, și anume presupunînd că frîna reală e întregită, în ambele părți ale benzii — și în planul ei — cu infinit multe benzi egale cu ea, situate în planul ei și în contact geometric (dar nu electric) unele cu altele, în așa fel încît să se obțină pentru B_δ o funcție periodică nu numai de x (în direcția mișcării) ci și de y (în direcție perpendiculară pe x), cum se arată în figura 4 *b*.

În aceste condiții, trebuie integrate ecuațiile lui Maxwell și calculată forța de frînare care corespunde uneia din armonicele din direcțiile y și x, iar prin dublă însumare se obține forța de frînare rezultantă.

O a doua metodă consistă în a integra ecuațiile lui Maxwell în ipoteza că inducția magnetică din frîna în repaus are repartiția după dreptunghiuri cu pauză în direcția axei Oy, perpendiculară pe mișcare,

fiind repartizată sinusoidal în direcția axei Ox, în a calcula forța de frînare corespunzătoare și în a efectua apoi simpla însumare a forțelor care corespund diferitelor armonici ale inducției în direcția x.

În lucrarea de față se aplică aceste două metode, dezvoltările în serie fiind întrerupte în fața armonicelor pentru care forța de frînare este practic neglijabilă față de suma forțelor de frînare pentru armonicile de ordin mai mic — și se compară rezultatele obținute cu datele ridicate

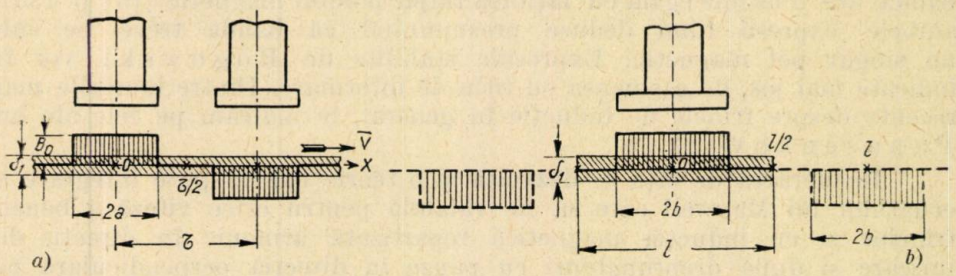


Fig. 4. — Aproximarea repartiției inducției magnetice B_δ în întrefier: *a*) după axa Ox; *b*) după axa Oy.

experimental de cercetătorii care au urmărit experimental problemele frînelor de inducție.

O a treia metodă consistă în a integra direct ecuațiile lui Maxwell pentru cazul că inducția magnetică din frîna în repaus are repartiția după dreptunghiuri cu pauză atît în direcția Ox, cît și în direcța Oy (fig. 4 *a* și 4 *b*) — și în a calcula forța de frînare corespunzătoare.

Această problemă, cum și aceea a unei considerări mai detaliate a neuniformității „întrefierului", sau a curburii coroanei circulare (discului), care ar putea elimina și problema reducerii dimensiunilor benzii, sau problema varierii condițiilor de experimentare, pentru a acoperi condiții de funcționare largi, nu se abordează în lucrarea de față.

3. STAREA ACTUALĂ A TEORIEI FRÎNELOR DE INDUCȚIE

Nu există o teorie a fenomenelor din frînele de inducție cu disc neferomagnetic, valabilă pentru orice viteză și îndeplinind toate condițiile generale pe care le-am arătat mai sus.

Prima teorie cu rezultate valabile pentru orice viteză a benzii frînei este teoria dezvoltată de R. Rüdenberg [1] în anul 1906, în care se presupune că întrefierul frînei este uniform, însă că inducția magnetică este repartizată armonic atît după axa x, cît și după axa y. Această teorie prezintă importanță fiindcă rezultatele ei pot fi folosite direct pentru a obține expresia forței după prima dintre metodele indicate mai sus, cu aproximația propusă pentru repartiția inducției magnetice.

Pentru viteze mici ale benzii frînei, Beckmann [2] a determinat o expresie a forței de frînare pe pol, considerînd o bandă infinită și golul dintre poli egal cu lungimea tălpii polului. Rezultatele lui vor fi indicate mai jos pentru informare.

Pentru viteze mici ale benzii frînei, Rogowski a determinat de asemenea expresii ale forței de frînare pe pol — și anume atît în ipoteza că banda are dimensiuni infinite în unul dintre sensurile direcției perpendiculare pe direcția de mișcare a benzii [3], cît și în ipoteza că banda are o lățime egală cu lățimea tălpii polului magnetic ([5] p. 135), ambele expresii fiind deduse presupunînd că banda trece pe sub un singur pol magnetic. Expresiile stabilite de Rogowski vor fi indicate mai jos, de asemenea cu titlu de informare. Dintre lucrările mai recente despre frînele de inducție în general, le indicăm pe cele ale lui Panasenkov [8], [9].

În lucrarea de față se dezvoltă și o teorie bazată pe o integrare a ecuațiilor lui Maxwell care să fie valabilă pentru orice viteză a benzii frînelor și cu inducția magnetică repartizată armonic în direcția de mișcare și după dreptunghiuri cu pauze în direcția perpendiculară pe mișcare, cum și pe însumarea de forțe obținute în acest fel. S-ar putea corela eventual unele dintre aceste rezultate, convenabil generalizate, cu rezultate obținute de A. Moraru [4] și Al. Fransua [7] în teoria motorului asincron cu rotorul în formă de pahar.

Nu există o rezolvare a ecuațiilor lui Maxwell în condițiile celei de-a treia metode indicate de autori.

Zimmermann [5] a făcut ridicări experimentale lucrînd cu două tipuri de frînă, dintre care unul realizează practic condiții care interesează în verificarea experimentală a rezultatelor teoretice din lucrarea de față.

4. CALCULUL FORȚEI DE FRÎNARE PRIN METODA DEZVOLTĂRII INDUCȚIEI MAGNETICE ÎN DUBLĂ SERIE FOURIER

Vom aproxima funcția $B_\delta(x, y)$ prin schema din figura 4 în dreptunghiul $-\tau \leqslant x \leqslant \tau$, $-\frac{l}{2} \leqslant y \leqslant \frac{l}{2}$ ea reprezentînd o funcție de x periodică, pară, cu perioada 2τ, prelungirea pară amintită a funcțiunii după axa y (punctat în fig. 4) avînd o perioadă $2l$ — și deci seria Fourier care reprezintă inducția $B_\delta(x, y)$ în frîna în repaus are următoarea formă :

$$B_\delta(x, y) = \sum_{k,s=0}^{\infty} B_{\delta ks} \cos\frac{k\pi x}{\tau} \cos\frac{s\pi y}{l} \tag{3}$$

în care amplitudinile $B_{\delta ks}$ se determină prin relațiile

$$B_{\delta ks} = \frac{1}{\tau l}\int_{x=-\tau}^{\tau}\int_{y=-l}^{l} B_\delta(x, y)\cos\frac{k\pi}{\tau}x\cos\frac{s\pi}{l}y\,dx, dy. \tag{4}$$

Deoarece funcția $B_\delta\ (x, y)$ prezintă o repartiție simetrică în dreptunghiul $-\tau \leqslant x \leqslant \tau$, $-l \leqslant y \leqslant l$ și deci este identică în diferitele sferturi ale dreptunghiului, se poate folosi și expresia

$$B_{\delta ks} = \frac{4}{l\tau} \int_{x=0}^{\tau} \int_{y=0}^{l} B_\delta\ (x,\ y) \cos \frac{k\pi}{\tau}\, x . \cos \frac{s\pi}{l}\, y\ dx\ dy. \tag{5}$$

În domeniul $0 \leqslant x \leqslant \tau$, $0 \leqslant y \leqslant l$ funcția $B_\delta\ (x,\ y)$ este definită în modul următor (fig. 4):

$$B_\delta\ (x,\ y) = B_0 \text{ pentru } \begin{cases} 0 < x < a \\ 0 < y < b, \end{cases} \text{ și pentru } \begin{cases} \tau - a < x < \tau, \\ l - b < y < l, \end{cases}$$

$$B_\delta\ (x,\ y) = -B_0 \text{ pentru } \begin{cases} 0 < x < a, \\ l - b < y < b, \end{cases} \text{ și pentru } \begin{cases} \tau - a < x < \tau, \\ 0 < y < b, \end{cases}$$

$$B_\delta\ (x,\ y) = 0 \text{ pentru } a < x < \tau - a \text{ și pentru } b < y < l - b.$$

Rezultă deci din (5)

$$B_{\delta ks} = \frac{4\,B_0}{\tau l} \left[\int_0^a \cos \frac{k\pi}{\tau}\, x\, dx \int_0^b \cos \frac{s\pi}{l}\, y\, dy + \int_{\tau-a}^{\tau} \cos \frac{k\pi}{\tau}\, x\, dx \int_{l-b}^{l} \cos \frac{s\pi}{l}\, y dy - \right.$$

$$\left. - \int_{\tau-a}^{\tau} \cos \frac{k\pi}{\tau}\, x\ dx \int_0^b \cos \frac{s\pi}{l}\, y\ dy - \int_0^a \cos \frac{k\pi}{\tau}\, x\ dx \int_{l-b}^{l} \cos \frac{s\pi}{l}\, y\ dy \right].$$

Efectuînd calculele, se obține, după transformări elementare, expresia

$$B_{\delta ks} = \frac{4\,B_0}{\pi^2 ks} \sin \frac{k\pi a}{\tau} \sin \frac{s\pi b}{l}\ [1 - \cos\ k\pi].[1 - \cos\ s\,\pi],$$

de unde rezultă că $B_{\delta ks} \neq 0$ numai pentru valorile

$$\left.\begin{aligned} k &= 2m + 1, \quad m = 0,\ 1,\ 2,\ldots \\ s &= 2n + 1, \quad n = 0,\ 1,\ 2,\ldots \end{aligned}\right\}$$

cînd $1 - \cos\ k\pi = 1 - \cos s\pi = 2$.

Se obține deci pentru $B_{\delta ks}$ expresia

$$\left.\begin{aligned} B_{\delta_{mn}} &= \frac{16\,B_0}{\pi^2\,(2m+1)\ (2n+1)} \sin\ (2m+1)\ \frac{\pi}{2p} \sin\ (2n+1) \frac{\pi}{2q}, \\ &\text{în care am notat} \\ p &= \frac{\tau}{2a},\ q\ = \frac{l}{2b}. \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Pentru a deduce expresia forței de frînare, scriem ecuațiile lui Maxwell în complex. Considerăm armonica de ordinul mn din dezvoltarea în serie Fourier a inducției magnetice B_δ, în care se înlocuiește variabila x prin $(x + vt)$ pentru a scrie ecuațiile în frîna în mișcare, în raport cu un referențial imobil față de discul frînei

$$B_{mn} = B_{\delta mn} \cos \alpha_m (x + vt) \cos \beta_n y, \tag{7}$$

în care $B_{\delta mn}$ are expresia (6) iar

$$\alpha_m = (2m + 1) \frac{\pi}{\tau},$$

$$\beta_n = (2n + 1) \frac{\pi}{l},$$

expresie care se scrie în complex sub forma

$$\dot{B}_{mn} = jB_{\delta mn} e^{j\alpha_m (x + vt)}. \tag{7'}$$

Ecuațiile lui Maxwell au în complex următoarea formă:

$$\rho \operatorname{rot} \dot{\bar{J}}_{mn} = -j\alpha_m v \dot{\bar{B}}_{rmn} - j \alpha_m v \dot{\bar{B}}_{mn}, \tag{8}$$

$$\left.\begin{aligned} -\frac{\partial \dot{H}_{rmn}}{\partial x} &= \varkappa \frac{\delta_1}{\delta} \dot{J}_{ymn}, \\ \frac{\partial \dot{H}_{rmn}}{\partial y} &= \varkappa \frac{\delta_1}{\delta} \dot{J}_{xmn}, \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

relațiile (9) fiind echivalente cu relația

$$\operatorname{rot} \dot{\bar{B}}_{rmn} = \varkappa \mu_0 \frac{\delta_1}{\delta} \dot{\bar{J}}_{mn} \tag{9'}$$

— valabilă și în interiorul discului, unde rot $\dot{\bar{B}}_\delta = 0$ — dacă se ține seamă și de relațiile

$$\dot{\bar{E}}_{mn} = \rho \dot{\bar{J}}_{mn} \text{ și } \dot{\bar{B}}_{rmn} = \mu_0 \dot{\bar{H}}_{rmn}.$$

În ecuațiile de mai sus $\bar{B}_r$, respectiv $\bar{H}_r$ reprezintă inducția magnetică, respectiv intensitatea cîmpului magnetic, de reacție, definită și prin relația

$$\bar{B}_d = \bar{B}_\delta + \bar{B}_r, \tag{10}$$

în care B_d este inducția magnetică în frîna în mișcare, respectiv din disc, iar B_δ, cum s-a menționat, este inducția magnetică în frîna în repaus, iar $\varkappa$ este coeficientul de raționalizare ($\varkappa = 1$ în sistemele de unități raționalizate și $\varkappa = 4\pi$ în sistemele neraționalizate).

Din (8) și (9') deducem relația

$$-\Delta \dot{\bar{B}}_{rmn} = -j \frac{\varkappa \mu_0 \alpha_m v \delta_1}{\rho \delta} (\dot{\bar{B}}_{rmn} + \dot{\bar{B}}_{mn}).$$

în care am ținut seamă de legea fluxului magnetic div $\bar{B} = 0$.

Dacă notăm

$$\nu_m^2 = \frac{\varkappa \mu_0 \alpha_m v \delta_1}{\rho \delta}, \tag{11}$$

ultima ecuație se scrie și sub forma

$$\frac{\partial^2 \dot{B}_{rmn}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \dot{B}_{rmn}}{\partial y^2} - j\nu_m^2 \dot{B}_{rmn} = j\nu_m^2 \dot{B}_{mn}. \tag{12}$$

Inducția magnetică $\dot{B}_r$ fiind funcție armonică de $(x + vt)$, $-\dot{B}_{rmn}$ se poate scrie sub forma

$$\dot{B}_{rmn} = \dot{A}(y)\, e^{j\alpha_m (x+vt)}. \tag{13}$$

Introducînd (13) în (12) obținem după unele simplificări

$$\frac{\partial^2 \dot{A}}{\partial y^2} - (\alpha_m^2 + j\nu_m^2)\, \dot{A} = -B_{\delta mn} \cos \beta_n y, \tag{14}$$

unde am ținut seamă și de (7′).

Soluția generală a ecuației (14) are forma

$$\dot{A}(y) = \dot{M} e^{\dot{\varphi} y} + \dot{N} e^{-\dot{\varphi} y} + \dot{P} \cos \beta_n y, \tag{15}$$

în care

$$\dot{\varphi}^2 = \alpha_m^2 + j\nu_m^2.$$

Din condițiile la limită ca densitatea curentului electric în bandă să aibă componenta după axa Oy nulă la marginile benzii, rezultă $\dot{A}(y) = 0$ pentru $y = \pm \frac{l}{2}$.

Se obțin astfel relațiile

$$\left.\begin{aligned} \dot{M} e^{\dot{\varphi} \frac{l}{2}} + \dot{N} e^{-\dot{\varphi} \frac{l}{2}} &= 0, \\ \dot{M} e^{-\dot{\varphi} \frac{l}{2}} + \dot{N} e^{\dot{\varphi} \frac{l}{2}} &= 0, \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

deoarece $\cos \beta_n \frac{l}{2} = \cos (2n + 1) \frac{\pi}{l} \frac{l}{2} = 0$.

Din relațiile (16) se deduce

$$\dot{M} = \dot{N},$$

și deci

$$2\dot{M} \operatorname{ch} \dot{\varphi} y = 0. \tag{17}$$

Cum ch $\dot{\varphi} y$ nu se poate anula, rezultă că (17) este satisfăcută numai dacă $\dot{M} = \dot{N} \equiv 0$.

Rezultă

$$\dot{A}(y) = \dot{P} \cos \beta_n y. \tag{18}$$

Introducînd (18) în (14) și efectuînd calculele, se obține

$$\dot{P} = \frac{B_{\delta mn}}{\alpha_m^2 + \beta_n^2 + j\nu_m^2} = P_{mn} e^{j\psi_{mn}},$$

în care

$$P_{mn} = \frac{B_{\delta mn}}{\sqrt{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2 + \nu_m^4}}; \quad \operatorname{tg} \psi_{mn} = -\frac{\nu_m^2}{\alpha_m^2 + \beta_n^2}.$$

Rezultă pentru $\dot{B}_{rmn}$ expresia

$$\dot{B}_{rmn} = \frac{B_{\delta mn}}{\sqrt{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2 + \nu_m^4}} e^{j[\alpha_m (x + vt) - \psi_{mn}]} \cos \beta_n y. \tag{19}$$

Din (19) și (9) se deduc valorile componentelor $\dot{J}_{xmn}$ și $\dot{J}_{ymn}$ ale densității curentului electric din bandă, iar din relațiile :

$$W_{mn} = \int_{x=0}^{\tau} \int_{y=-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \rho \left(\dot{J}_{xmn} \dot{J}^*_{xmn} + \dot{J}_{ymn} \dot{J}^*_{ymn}\right) \delta_1 \, dxdy$$

și

$$F_{mn} = \frac{W_{mn}}{v}$$

se deduce următoarea expresie a forței de frînare pentru un pol, F_{mn}, corespunzătoarea armonicei de ordinul mn a inducției magnetice :

$$F_{mn} = \frac{1}{4} \frac{\delta_1}{\rho} l^2 B_{\delta mn}^2 v \frac{w_{mn}}{w_{mn}^2 + \left(\frac{\lambda_n v}{\rho}\right)^2} \frac{2m+1}{2n+1} \tag{20}$$

în care

$$\left.\begin{aligned} \lambda_n &= \frac{1}{2n+1} \varkappa \mu_0 \frac{\delta_1}{\delta} \frac{l}{\pi}, \\ w_{mn} &= \frac{\tau}{l} \frac{2n+1}{2m+1} + \frac{l}{\tau} \frac{2m+1}{2n+1} \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

Pentru viteze mici termenul $\left(\frac{\lambda_n v}{\rho}\right)$ se poate neglija și (20) devine pentru aceste viteze

$$F_{mn} \simeq \frac{1}{4} \frac{\delta_1}{\rho} l^2 B_{\delta mn}^2 v \frac{2m+1}{2n+1} \frac{1}{w_{mn}}. \tag{22}$$

După introducerea expresiei (6) în (20), se obține — sumînd în raport cu m și n — următoarea expresie a forței de frînare pentru un pol

$$F = \frac{\delta_1}{\rho} l^2 v B_0^2 \frac{64}{\pi^4} \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\left[\frac{l}{\tau} + \frac{\tau}{l}\left(\frac{2n+1}{2m+1}\right)^2\right] \sin^2(2m+1)\frac{\pi}{2p} \sin^2(2n+1)\frac{\pi}{2q}}{(2m+1)^2(2n+1)^2\left[\frac{l}{\tau} + \frac{\tau}{l}\left(\frac{2n+1}{2m+1}\right)^2\right]^2 + (2n+1)^2\left(\frac{\lambda v}{\rho}\right)^2} \tag{23}$$

în care $\lambda = k\mu_0 \frac{\delta_1}{\delta} \frac{l}{\pi}$.

Dacă se notează

$$\gamma = \frac{\tau}{l}; \quad \eta = \frac{\lambda}{\rho} \tag{24}$$

expresia (23) se mai poate scrie sub forma

$$F = \frac{\delta_1}{\rho} v B_0^2 \frac{64}{\pi^4} \tau l \times$$

$$\times \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\sin^2(2m+1)\frac{\pi}{2p} \cdot \sin^2(2n+1)\frac{\pi}{2q}}{(2n+1)^4\gamma^2 + (2m+1)^2(2n+1)^2\left[1 + \frac{\gamma^2\eta^2 v^2}{(2m+1)^2 + (2n+1)^2\gamma^2}\right]} \tag{25}$$

iar pentru viteze mici se obține următoarea formulă de aproximare:

$$F \simeq \frac{\delta_1}{\rho} v B_0^2 \frac{64}{\pi^4} \tau l \sum_{m,n=0}^{\infty} \frac{\sin^2(2m+1)\frac{\pi}{2p} \sin^2(2n+1)\frac{\pi}{2q}}{(2m+1)^2(2n+1)^2 + (2n+1)^4\gamma^2}. \tag{26}$$

Formulele (20), respectiv (22), sînt deduse pe altă cale de Rüdenberg [1] pentru $m=n=0$ și sînt indicate de el pentru $m \neq 0$ și $n \neq 0$, însă fără teoria reducerii de la frîna cu întrefier variabil și banda reală la frîna cu întrefier constant și banda cu dimensiuni transformate, pentru a conserva permeanțele aeriene și rezistențele electrice.

5. CALCULUL FORȚEI DE FRÎNARE PRIN METODA DEZVOLTĂRII INDUCȚIEI MAGNETICE ÎN SERIE FOURIER SIMPLĂ

Dezvoltăm funcția B_δ — a cărei repartiție s-a aproximat mai sus prin dreptunghiuri cu pauză — în serie Fourier simplă după axa x, după care ea este definită, în intervalul $0 \leqslant x \leqslant \tau$ în felul următor (fig. 4 *a*):

$$B_\delta(x) = B_0 \quad \text{pentru} \quad 0 < x < a,$$
$$B_\delta(x) = -B_0 \quad \text{pentru} \quad \tau - a < x < \tau,$$
$$B_\delta(x) = 0 \quad \text{pentru} \quad a < x < \tau - a.$$

Seria Fourier a funcției $B_\delta(x)$ are următoarea expresie :

$$B_\delta(x) = \sum_{s=0}^{\infty} B_s \cos s\frac{\pi x}{\tau},$$

în care amplitudinile B_s se determină prin relațiile

$$B_s = \frac{2}{\tau}\int_0^{\tau} B_\delta(x)\cos s\frac{\pi x}{\tau}\,dx.$$

Pentru funcțiunea $B_\delta(x)$ definită mai sus se obține deci următoarea expresie a amplitudinii armonicii de ordinul s :

$$B_s = \frac{2B_0}{\tau}\left[\int_0^a \cos s\frac{\pi x}{\tau}\,dx - \int_{\tau-a}^{\tau}\cos\frac{s\pi x}{\tau}\,dx\right] =$$

$$= \frac{2B_0}{s\pi}\sin\frac{s\pi a}{\tau}\cdot(1-\cos s\pi),$$

din care rezultă că $B_s \neq 0$ numai pentru $s = 2m+1$, $m = 0,1,2,\ldots$ cînd $1-\cos s\pi = 2$.

Obținem deci

$$B_m = \frac{4B_0}{\pi}\,\frac{\sin(2m+1)\dfrac{\pi}{2p}}{2m+1}, \tag{27}$$

în care $p = \dfrac{\tau}{2a}$ adică

$$B_\delta = \frac{4B_0}{\pi}\sum_{m=0}^{\infty}\frac{\sin(2m+1)\dfrac{\pi}{2p}}{2m+1}\cos(2m+1)\frac{\pi x}{\tau}. \tag{28}$$

Reținem din seria Fourier simplă a inducției magnetice B_δ armonica de ordinul m, care are următoare expresie într-un referențial imobil în raport cu discul frînei :

$$B_{\delta m} = B_m\cos\alpha_m(x+vt) \tag{29}$$

în care

$$\alpha_m = (2m+1)\frac{\pi}{\tau},\ (m = 0,\ 1,\ 2,\ \ldots),$$

iar B_m este definită prin formula (27).

Deoarece repartiția inducției magnetice B_δ este aproximată după axa Oy prin dreptunghi cu pauză (fig. 4 *b*), rezultă că $B_\delta(x, y)$ este

definită în felul următor în întrefierurile frînei, cînd se reține numai armonica de ordinul m din dezvoltarea în serie Fourier după axa x:
$B_{\delta m}(x, y) = B_m \cos \alpha_m (x + vt)$ pentru $-b < y < b$,

$$B_{\delta m}(x, y) = 0 \quad \text{pentru} \begin{cases} -\frac{l}{2} < y < -b, \\ b < y < \frac{l}{2}. \end{cases} \tag{30}$$

În complex, relația (29) are următoarea formă:

$$\dot{B}_{\delta m} = jB_m e^{j\alpha_m(x+vt)}. \tag{31}$$

Inducția magnetică $\dot{B}_{rm}$ a cîmpului magnetic de reacție satisface ecuația (12), care are și următoarea formă:

$$\frac{\partial^2 \dot{B}_{rm}}{\partial y^2} - (\alpha_m^2 + j\nu_m^2)\,\dot{B}_{rm} = j\nu_m^2\,\dot{B}_{\delta m}, \tag{32}$$

în care ν_m^2 are expresia (11).

Ecuația (32) se integrează pe porțiuni corespunzătoare intervalelor $(-b < y < b)$ și $\left(-\frac{l}{2} < y < -b, b < y < \frac{l}{2}\right)$. Din motive de simetrie se poate efectua integrarea și numai pentru $y > 0$. Obținem astfel, pentru cele două domenii, ținînd seamă de (30) următoarele ecuații:

$$\frac{\partial^2 \dot{B}'_{rm}}{\partial y^2} - (\alpha_m^2 + j\nu_m^2)\,\dot{B}'_{rm} = j\nu_m^2\,\dot{B}_{\delta m} \quad \text{pentru} \quad 0 < y < b, \tag{33'}$$

$$\frac{\partial^2 \dot{B}''_{rm}}{\partial y^2} - (\alpha_m^2 + j\nu_m^2)\,\dot{B}''_{rm} = 0 \quad \text{pentru} \quad b < y < \frac{l}{2}. \tag{33''}$$

Soluțiile generale ale ecuațiilor (33') și (33'') au forma următoare:

$$\dot{B}'_{rm} = \dot{M}' \operatorname{ch} \dot{\varphi}_m y + \dot{N}' \operatorname{sh} \dot{\varphi}_m y - j\frac{\nu_m^2}{\dot{\varphi}_m^2}\,\dot{B}_{\delta m}, \tag{34'}$$

$$\dot{B}''_{rm} = \dot{M}'' \operatorname{ch} \dot{\varphi}_m y + \dot{N}'' \operatorname{sh} \dot{\varphi}_m y, \tag{34''}$$

în care

$$\dot{\varphi}_m^2 = \alpha_m^2 + j\nu_m^2.$$

Constantele de integrare se determină din următoarele condiții la limită și de racordare: *a*) din motive de simetrie $\dot{B}'_{rm}(y) = \dot{B}'_{rm}(-y)$ (condiție echivalentă cu anularea componentei tangențiale a densității de curent pe suprafața $y = 0$); *b*) componenta după axa y a densității de curent din bandă este nulă pentru $y = \frac{l}{2}$, deci $\dot{J}''_{ym}\left(\frac{l}{2}\right) = 0$, în care

$\dot{J}''_{ym}$ se obține din $\dot{B}''_{rm}$ cu ajutorul relației (9); *c*) și *d*) pe suprafața $y = b$, componentele după axele Ox și Oy ale densității curentului electric din placă sînt continui, adică $\dot{J}'_{xm}(b) = \dot{J}''_{xm}(b)$ și $\dot{J}'_{ym}(b) = \dot{J}''_{ym}(b)$.

După efectuarea calculelor se obțin următoarele expresii ale mărimilor $\dot{J}_{ym}$, $\dot{B}'_{rm}$ și $\dot{B}''_{rm}$ singurele care intervin în calculul forței de frînare

$$\dot{J}'_{ym} = \frac{v}{\rho} \frac{\dot{B}_{\delta m}}{1 + jk_m} \left[\frac{\operatorname{ch} \dot{\varphi}_m \frac{l - 2b}{2}}{\operatorname{ch} \dot{\varphi}_m \frac{l}{2}} \operatorname{ch} \dot{\varphi}_m y - 1 \right], \tag{35}$$

$$\dot{B}'_{rm} = j \frac{\rho}{v} k_m \dot{J}'_{ym}, \tag{36}$$

$$\dot{B}''_{rm} = j \frac{\rho}{v} k_m \dot{J}''_{ym}, \tag{36'}$$

în care

$$k_m = \frac{\varkappa \mu_0 \tau \delta_1 v}{(2m + 1) \pi \rho \delta}; \quad (m = 0,1,2,\ldots), \tag{37}$$

iar expresiile (36) și (36′) sînt deduse din (9).

Forța de frînare pentru un pol, corespunzătoare armonicii de ordinul m a inducției magnetice, are expresia

$$F_m = 2 \int_{x=0}^{\tau} \int_{y=0}^{\frac{l}{2}} \mathcal{R}e \left(\frac{\dot{J}_{ym} \dot{B}^*_{dm}}{2} \right) \delta_1 \, dx \, dy \tag{38}$$

în care $\dot{B}_{dm} = \dot{B}_{rm} + \dot{B}_{\delta m}$ este armonica de ordinul m a inducției magnetice din disc, conform relației (10).

Expresia (38) se mai poate scrie și sub forma următoare:

$$F_m = \delta_1 \int_{x=0}^{\tau} \left[\int_{y=0}^{b} \mathcal{R}e \left\{ \dot{J}'_{ym} \dot{B}'^*_{rm} + \dot{J}'_{ym} \dot{B}^*_{\delta m} \right\} dy + \int_{y=b}^{\frac{l}{2}} \mathcal{R}e \left\{ \dot{J}''_{ym} \dot{B}''^*_{rm} \right\} dy \right] dx =$$

$$= \delta_1 \int_{x=0}^{\tau} \int_{y=0}^{b} \mathcal{R}e \left\{ \dot{J}'_{ym} \dot{B}^*_{\delta m} \right\} dx \, dy,$$

deoarece $\mathcal{R}e \{ \dot{J}'_{ym} \dot{B}'^*_{rm} \} = 0$ și $\mathcal{R}e \{ \dot{J}''_{ym} \dot{B}''^*_{rm} \} = 0$, astfel cum rezultă din relațiile (36) și (36′) (mărimile $\dot{J}'_{ym}$ și $\dot{B}'_{rm}$, respectiv $\dot{J}''_{ym}$ și $\dot{B}''_{rm}$, sînt în cuadratură).

Expresia forței de frînare F_m ia deci forma următoare :

$$F_m = \delta_1 \tau \mathcal{R}e \left\{ \int_{y=0}^{b} \dot{J}'_{ym} \dot{B}^*_{\delta m} \, dy \right\} \tag{39}$$

în care am ținut seamă de faptul că $\{ \dot{J}'_{ym} \dot{B}^*_{\delta m} \}$ nu depinde de x.

Introducînd (35) în (39) se obține

$$F_m = \frac{\delta_1}{\rho} v B_m^2 \tau \cdot \mathcal{R}e \left\{ \frac{1}{1 + jk_m} \int_0^b \left[\frac{\operatorname{ch} \dot{\varphi}_m \dfrac{l-2b}{2}}{\operatorname{ch} \dot{\varphi}_m \dfrac{l}{2}} \operatorname{ch} \dot{\varphi}_m y - 1 \right] dy \right\},$$

iar după efectuarea calculelor se obține expresia

$$F_m = \frac{\delta_1}{\rho} v B_m^2 \tau L_m, \tag{40}$$

în care s-a notat

$$L_m = \frac{RT + SU + k_m (RU - ST) - b (R^2 + S^2)}{(1 + k_m^2)(R^2 + S^2)},$$

expresie în care s-au introdus următoarele notații :

$$R = \sigma \operatorname{ch} \sigma \frac{l}{2} \cdot \cos \vartheta \frac{l}{2} - \vartheta \operatorname{sh} \sigma \frac{l}{2} \cdot \sin \vartheta \frac{l}{2},$$

$$S = \vartheta \operatorname{ch} \sigma \frac{l}{2} \cdot \cos \vartheta \frac{l}{2} + \sigma \operatorname{sh} \sigma \frac{l}{2} \cdot \sin \vartheta \frac{l}{2},$$

$$T = \operatorname{sh} \sigma b \cdot \cos \vartheta b \cdot \operatorname{ch} \sigma \frac{l-2b}{2} \cdot \cos \vartheta \frac{l-2b}{2} -$$

$$- \operatorname{ch} \sigma b \cdot \sin \vartheta b \cdot \operatorname{sh} \sigma \frac{l-2b}{2} \sin \vartheta \frac{l-2b}{2},$$

$$U = \operatorname{sh} \sigma b \cdot \cos \vartheta b \cdot \operatorname{sh} \sigma \frac{l-2b}{2} \sin \vartheta \frac{l-2b}{2} +$$

$$+ \operatorname{ch} \sigma b \cdot \sin \vartheta b \cdot \operatorname{ch} \sigma \frac{l-2b}{2} \cdot \cos \vartheta \frac{l-2b}{2},$$

iar

$$\dot{\varphi}_m = (2m+1) \frac{\pi}{\tau} \sqrt{1 + jk_m} \equiv \sigma + j\vartheta,$$

și deci

$$\sigma = (2m+1)\frac{\pi}{\tau}\sqrt{\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\sqrt{1+k_m^2}},$$

$$\vartheta = (2\ m+1)\frac{\pi}{\tau}\sqrt{-\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\sqrt{1+k_m^2}}.$$

Introducînd în (40) expresia (27) se obține pentru F_m

$$F_m = \frac{16}{\pi^2}\frac{\delta_1}{\rho} vB_0^2\tau \frac{\sin^2(2m+1)\frac{\pi}{2p}}{(2m+1)^2} L_m. \tag{41}$$

Prin însumare, se obține din (41) pentru forța de frînare pe un pol, următoarea expresie :

$$F = \frac{16}{\pi^2}\frac{\delta_1}{\rho} vB_0^2\tau \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\sin^2(2m+1)\frac{\pi}{2p}}{(2m+1)^2} L_m. \tag{42}$$

6. CORELAȚIA DINTRE EXPRESIA (41) A FORȚEI DE FRÎNARE ȘI GENERALIZAREA EXPRESIEI CUPLULUI DIN TEORIA MOTORULUI ASINCRON CU ROTORUL ÎN FORMĂ DE PAHAR

Expresia (41) a forței de frînare se poate obține pînă la factorul L_m și prin corelare și generalizare din rezultatele unui calcul dezvoltat de A. Moraru [4] și completat de Al. Fransua [7] pentru a stabili o teorie a motorului asincron difazat cu rotorul neferomagnetic și în formă de pahar. În adevăr, în acest motor, rotorului i se poate substitui o bandă rectilinie care se mișcă într-un cîmp magnetic cu repartiție armonică în direcția mișcării și după dreptunghi cu pauză în direcție perpendiculară pe viteză, pentru a se obține modelul frînei cu înfrefier uniform echivalent, propusă de autori pentru calculul forței de frînare.

Pentru aceasta, este necesar ca în expresia cuplului motorului cu rotorul în formă de pahar care se exercită asupra rotorului, care are forma [7]

$$C = \frac{2\varkappa\mu_0 p^2\tau^4 A_M^2}{\pi^3\delta}\frac{k}{1+k^2}L' \tag{43}$$

și unde p este numărul perechilor de poli, A_M este amplitudinea densității de linie a curentului electric din stator, L' este analog factorului L_m din (41), iar $k = \frac{\varkappa\mu_0 v\delta_1\tau}{\rho\delta\pi}$, să se introducă B_δ în locul mărimii A (cu

ajutorul unei relații dintre ele) și apoi să se generalizeze expresia cuplului pentru armonica de ordinul m a inducției magnetice, prin substituția

$$\tau = \frac{\tau}{2m+1} \quad \text{și} \quad p = (2m+1)\,p.$$

Relația dintre A și B_δ rezultă din aplicarea legii circuitului magnetic unui contur dreptunghiular care se sprijină pe fețele statorului care delimitează întrefierul și ținînd seamă de faptul că în disc, rot $\overline{H}_\delta = 0$. Astfel, se obține ecuația

$$\frac{\partial B_\delta}{\partial x} = \frac{\varkappa \mu_0}{\delta} A, \tag{44}$$

în care s-a ținut seamă de relația $B_\delta = \mu_0 H_\delta$.

Dezvoltînd pe A în serie Fourier :

$$A = \sum_{n=0}^{\infty} A_{M_n} \sin n \frac{\pi x}{\tau}$$

și introducînd această expresie în (44) și ținînd seamă de relațiile (28) și (27) se obține

$$\sum_{n=0}^{\infty} A_{M_n} \sin n\frac{\pi x}{\tau} = \frac{\delta}{\varkappa \mu_0} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\partial}{\partial x}\left[B_m \cos (2m+1)\frac{\pi x}{\tau}\right] =$$

$$= -\frac{\delta}{\varkappa \mu_0} \frac{\pi}{\tau} \sum_{m=0}^{\infty} (2m+1)\, B_m \sin (2m+1)\frac{\pi x}{\tau}.$$

Rezultă :

$$A_{M_n} = \frac{\delta}{\varkappa \mu_0} \frac{\pi}{\tau} (2m+1)\, B_m = \frac{4\delta B_0}{\varkappa \mu_0 \tau} \sin (2m+1)\frac{\pi}{2p}. \tag{45}$$

Prin introducerea expresiei (45) în (43) — după transpunerea acestei ultime relații pentru armonica de ordinul m a mărimii A și împărțire cu $2p$ și cu raza paharului rotoric, se obține o expresie ca (41) a forței pentru un pol care acționează asupra rotorului, corespunzătoare armonicii de ordinul m, — forță corespunzătoare aceleia care acționează asupra discului în frîna de inducție, cu deosebiri în factorul L_m, care în expresia (43) este determinat în ipoteza că se neglijează cîmpul magnetic rezultant în afara polului, transversal pe mișcare.

Diferența dintre factorii L' din (43) și L_m din (41) poate deveni importantă cînd raportul dintre lățimea benzii și lățimea polului nu e apropiat de unitate, iar întrefierul nu este suficient de strîmt, — condiții care nu sînt, în general, satisfăcute la frînele de inducție, la care formula (43), spre deosebire de (41), poate conduce la valori ale forței de frînare mult mai mari decît cele experimentale. Aceasta se poate explica prin faptul că neglijarea cîmpului magnetic rezultant în zona din afara polului

este echivalentă cu introducerea în această zonă a unui cîmp magnetic inițial egal și opus cu cel de reacțiune — și care determină forțe de frînare suplimentare ale benzii frînei. Formula (41), determinată neglijînd cîmpul magnetic inițial — și nu pe cel rezultant din zona amintită, — nu cuprinde astfel de forțe suplimetare importante.

7. VERIFICĂRI EXPERIMENTALE ALE EXPRESIILOR OBȚINUTE PENTRU FORȚA DE FRÎNARE

Pentru viteze mici ale benzii frînei au fost stabilite expresii pentru forța de frînare și de către Beckmann și Rogowski, — în afară de expresia obținută de către Rüdenberg, care se obține din (20) făcînd $m = n = 0$ și care este valabilă în această aproximație pentru orice viteză.

Beckmann, considerînd banda de dimensiuni infinite și golul dintre poli egal cu lungimea polului, a obținut următoarea expresie a forței de frînare pe pol, pentru viteze mici :

$$F = \frac{\delta_1}{\rho} v (B - B_0)^2 (2b)^2 \frac{2{,}3026}{\pi} \log\left(1 + \frac{\pi}{2}\frac{a}{b}\right), \tag{46}$$

în care B este inducția magnetică de sub pol iar B_0 din golul dintre polii vecini.

Prima expresie a lui Rogowski pentru forța de frînare la viteze mici, pentru o bandă considerată infinită după unul din sensurile direcției transversale pe mișcare și considerînd că banda trece sub un singur pol, este

$$F = \frac{\delta_1}{4\pi\rho} v (2b)^2 B^2 (L - M). \tag{47}$$

în care L și M sînt funcții de dimensiunile frînei.

A doua expresie a lui Rogowski, pentru viteze mici și lățimea benzii egală cu lățimea polului, este următoarea :

$$F = \frac{\delta_1}{\rho} v (2b)^2 B^2 \cdot 0{,}26 \left(1 - e^{-2\pi\frac{b}{a}}\right). \tag{48}$$

Zimmermann a folosit, pentru verificarea experimentală a expresiilor de mai sus ale forței de frînare, două tipuri de frînă cu cîte două perechi de poli, primul tip avînd poli de secțiune circulară, iar al doilea tip, poli de secțiune dreptunghiulară. Cel de-al doilea tip prezintă interes mai mare deoarece, în afară de faptul că polii au secțiune dreptunghiulară, discul este format dintr-o coroană circulară conductoare de lățime mică (partea activă a discului) montată pe o piesă izolantă (în partea centrală a discului). Dimensiunile acestei frîne sînt indicate în figura 5. Intrefierul frînei putea fi variat între 18 și 24 mm. Inducția

magnetică a fost măsurată cu ajutorul unei bobine avînd forma tălpii polilor și fiind situată în mijlocul întrefierului după scoaterea discului frînei — și anume prin comutarea curentului de excitație al polului. S-a măsurat deci valoarea medie B_0 a inducției magnetice din zona situată direct sub pol. Această valoare medie B_0 a fost introdusă de Zimmermann, în mod nejustificat, în expresia (20) — respectiv (22) — în locul amplitudinii B_1 a armonicii fundamentale, din lucrarea lui Rüdenberg (Zimmermann a calculat forța de frînare, dată de expresia (20) și (22) corespunzătoare armonicei fundamentale $k = 1$, $s = 1$).

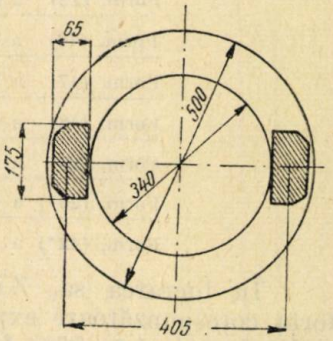


Fig. 5. — Schema frînei folosite pentru verificarea experimentală a formulelor obținute pentru forța de frînare.

Zimmermann a pus forța de frînare din toate formulele de mai sus, valabile pentru viteze mici, sub forma

$$F = \alpha \cdot \beta,$$

în care $\alpha = \frac{\delta_1}{\rho} v B_0^2 (2b)^2$ este același în toate expresiile forței iar β este o mărime numerică ce variază de la o expresie la alta a forței. Dacă se notează cu β_e valoarea determinată experimental pentru β, rezultă că raportul dintre forța măsurată F_e și cea calculată, F, cu una din formulele (22), (46), (47), (48), respectiv (26), (42*) și (26*), este egală cu valoarea de mai jos din tabela 1, pentru viteze mici.

Tabela 2, care urmează, cuprinde raportul dintre forța măsurată F_e și forța F calculată, la viteze mari, cu formula (20) a lui Rüdenberg (astfel cum a fost folosită de Zimmermann) și cu formulele (25), (25*) și (42*) ale autorilor, — formulele lui Beckmann și Rogowski nefiind aplicabile la aceste viteze.

Asteriscul (*) formulelor autorilor, în tabelele 1 și 2, indică faptul că în calculul cu aceste formule s-a considerat întrefierul uniform și cu o lărgime echivalentă δ_e corespunzătoare expresiei (1'), menținîndu-se intervalul polar și lățimea benzii la valorile lor reale, iar lipsa asteriscului în formulele autorilor, din tabele, arată că în calculele efectuate cu aceste formule s-a considerat întrefierul uniform și egal cu valoarea sa de sub poli, reducîndu-se intervalul polar și lățimea benzii pe baza relațiilor (1') și (1'').

În calculul forței după formulele (26), (26*), (42*), (25), (25*) și (42*) s-a ținut seamă de primele 11 armonice nenule din dezvoltările în serie Fourier dublă, respectiv simplă.

Se observă că pentru viteze mici expresia (48) duce la rezultatele cele mai apropiate de datele experimentale. Dimpotrivă, din expresia (22) a lui Rüdenberg — astfel cum este ea folosită de Zimmermann — rezultă o forță de aproape 3 ori mai mică decît cea determinată experimental.

Tabela 1

Viteze mici

Formula folosită	β	β_e	$\frac{\beta_e}{\beta} = \frac{F_e}{F}$
Form. (22) a lui Rüdenberg	0,0813	0,241	2,96
Form. (46) a lui Beckmann	0,528	0,241	0,456
Form. (47) a lui Rogowski	0,49	0,241	0,493
Form. (48) a lui Rogowski	0,26	0,241	0,93
Form. (26) a autorilor	0,266	0,241	0,905
Form. (26*) a autorilor	0,278	0,241	0,868
Form. (42*) a autorilor	0,28	0,241	0,862

În lucrarea sa, Zimmermann observă că diferența dintre forța corespunzătoare expresiei (22) și cea experimentală poate proveni și din faptul că în frîna folosită în experiment nu sînt realizate condițiile fizice pe care le-a pus Rüdenberg prin ipoteză la baza calculului său — și anume repartiția sinusoidală a inducției magnetice B_δ în întrefier, cum și existența unui întrefier uniform.

În afară de aceste două fapte, diferența mare dintre F_e în (22) și F provine și din faptul că, în comparația făcută de Zimmermann, se înlocuiește, în expresia (22), amplitudinea armonicii fundamentale direct prin valoarea medie B_0 a inducției magnetice sub talpa polară, substituire care nu este însă făcută la calculul forței cu formula (48), deoarece B reprezintă în acea formulă chiar valoarea medie — (în formula (48) se consideră B_0 din acea formulă, nul).

Tabela 2

Viteze mari

Formula folosită	F	F_e	$\frac{F_e}{F}$
Form. (20) a lui Rüdenberg	156	593	3,8
Form. (25) a autorilor	795	593	0,747
Form. (25*) a autorilor	766	593	0,775
Form. (42*) a autorilor	675	593	0,879

Se observă că ordinul de mărime al aproximației pe care o dau formulele stabilite de autori este satisfăcător și același, atît pentru viteze mici, cît și pentru viteze mari — și că valorile forței de frînare pe care le dau aceste formule depășesc puțin rezultatele experimentale, — în principal din cauza aproximației folosite pentru repartiția în întrefier a inducției magnetice.

De asemenea, se observă că rezultatele obținute în cazul reducerii mărimilor τ_r și l_r sînt suficient de apropiate de cele obținute în cazul redu-

cerii întrefierului δ, ceea ce justifică operarea, atunci cînd e avantajos, cu mărimile reduse τ și l și păstrarea valorii de sub poli, a întrefierului.

Problema vitezei critice a benzii frînei, pentru care forța de frînare este maximă, cum și rezultatele unei aproximări mai strînse a repartiției reale a inducției magnetice în întrefier, vor fi prezentate într-o lucrare viitoare a autorilor.

ВКЛАД В ТЕОРИЮ ИНДУКЦИОННЫХ (ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ) ТОРМОЗОВ С НЕФЕРРОМАГНИТНЫМ ДИСКОМ

РЕЗЮМЕ

Существует старая, так называемая, полная теория — т.е. действительная как для малых, так и для больших скоростей — индукционного тормоза с неферромагнитным диском. Она была разработана Рюденбергом, но в предположении, что воздушный зазор равномерен и что магнитная индукция, создаваемая возбуждением, распределяется согласно гармоническим функциям как в направлении движения, так и поперек этого направления. Работы Бекмана, Роговского и других авторов содержат результаты действительные только для небольших скоростей тормозных дисков. В настоящей работе развивается теория этих тормозов, действительная для любых скоростей путем использования более хорошего приближения, чем примененного Рюденбергом для реального распределения создаваемой возбуждением индукции, и дается метод приведения тормоза к тормозу с постоянным воздушным зазором. Метод основывается в одной своей форме на разложении магнитной индукции в двойной ряд Фурье, а в другой форме — на разложении в простой ряд Фурье в направлении движения с учетом распределения в виде прямоугольников с паузами в направлении перпендикулярном скорости. В заключительной части работы делается сопоставление полученных результатов с опытными данными, из которого следует, что по обоим вариантам предложенной теории было получено самое хорошее приближение к опытным данным из тех, которые были достигнуты то настоящего времени по какой-либо другой, действительной как для малых, так и для больших скоростей, теории.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Принципиальная схема индукционного дискового тормоза.

Рис. 2. — Распределение магнитной индукции B в воздушном зазоре тормоза, представленного в виде прямой ленты:
а) по оси Ox; ; b) по оси Oy.

Рис. 3. — Модель для определения геометрической воздушной магнитной проницаемости пары полюсов тормоза.

Рис. 4. — Приближение распределения магнитной индукции B в воздушном зазоре:
а) по оси Ox; b) по оси Oy.

Рис. 5. — Схема тормоза, применяемого для опытной проверки формул, полученных для определения силы торможения.

CONTRIBUTIONS À LA THÉORIE DES FREINS ÉLECTROMAGNÉTIQUES À DISQUE NON FERROMAGNÉTIQUE

RÉSUMÉ

Il y a une approximation complète — c'est-à-dire valable aussi bien aux petites qu'aux grandes vitesses — de la théorie des freins électromagnétiques à disque non ferromagnétique. C'est Rüdenberg qui a développé cette théorie, seulement dans l'hypothèse que l'entrefer est uniforme et que l'induction magnétique due à l'excitation est répartie selon des fonctions harmoniques tant dans la direction du mouvement, que transversalement à celle-ci. Les résultats fournis par les travaux de Beckmann, Rogowski et autres ne sont valables qu'aux petites vitesses du disque de freinage. Le présent travail, en utilisant une approximation plus précise que celle de Rüdenberg pour la répartition réelle de l'induction due à l'excitation, donne une théorie valable à toutes les vitesses et propose une méthode permettant de réduire n'importe quel frein à un frein à l'entrefer uniforme. Cette méthode est fondée, dans sa première forme, sur la décomposition de l'induction magnétique en une double série de Fourier. Dans sa seconde forme, elle est fondée sur la décomposition en une série de Fourier simple, dans la direction du mouvement, associée à la considération d'une répartition sous forme de rectangles séparés par des intervalles, selon une direction perpendiculaire à la vitesse. Pour finir, le travail comprend une confrontation entre les résultats fournis par la théorie et par l'expérience. On constate que les deux variantes de la théorie présentée ont permis d'obtenir la meilleure approximation des données expérimentales, parmi celles réalisées jusqu'à présent par une théorie qui soit valable aussi bien aux petites qu'aux grandes vitesses.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma de principe du frein électromagnétique à disque.

Fig. 2. — Répartition de l'induction magnétique B_δ dans l'entrefer du frein censé être formé par une bande rectiligne : *a*) selon l'axe Ox ; *b*) selon l'axe Oy.

Fig. 3. — Modèle permettant d'établir la perméance géométrique aérienne d'une paire de pôles du frein.

Fig. 4. — Estimation de la répartition de l'induction magnétique B_δ dans l'entrefer : *a*) selon l'axe Ox ; *b*) selon l'axe Oy.

Fig. 5. — Schéma du frein utilisé pour la vérification expérimentale des formules établies pour la force de freinage.

BIBLIOGRAFIE

1. R. RÜDENBERG. *Energie der Wirbelströme in elektrischen Bremsen und Dynamomaschinen.* Stuttgart, F. Emke, 1906.
2. BECKMANN. Diss, Hannover, 1903.

3. ROGOWSKI, Archiv für Elektrotechnik, **1**, 205 (2813/7).
4. A. MORARU, *Rezistența rotorului în formă de pahar.* Electrotehnica, **5**, 5, 153 (1957).
5. W. ZIMMERMANN, *Rechnung und Versuch bei der scheibenförmigen Wirbelstrombremse.* Archiv, f. El., **X**, 133 (1921).
6. A. ȚUGULEA., *Calculul prin încadrare al permeanțelor în cîmpuri cu simetrie.* Autoreferat asupra lucrării de dizertație întocmită pentru obținerea titlului de candidat în științe tehnice. Litografia și tipografia Ministerului Învățămîntului, 1958.
7. AL. FRANSUA, *Considerații asupra funcționării motorului asincron bifazat cu rotor în formă de pahar.* Electrotehnica, **7**, 5, 161 (1959).
8. М. А. ПАНАСЕНКОВ, *Электромагнитный тормоз. Электричество*, **7**, 74 (1952).
9. M. A. PANASENKOV, *Calculul frînei electromagnetice.* Electricitatea (Електричество), **12**, 21 (1954).

O METODICĂ DE PROIECTARE A SERVOMOTORULUI BIFAZAT CU ROTORUL ÎN FORMĂ DE PAHAR *)

DE

AL. FRANSUA

I. GENERALITĂŢI

Pentru proiectarea servomotorului bifazat cu rotorul în formă de pahar avînd un condensator în înfăşurarea de excitaţie trebuie elaborată o metodică de proiectare deosebită de cea aplicată maşinilor electrice clasice, servomotorul fiind o maşină cu caracteristici speciale.

Metodica de proiectare expusă în prezenta lucrare va diferi esenţial de cea întîlnită în unica lucrare [1] găsită în literatura de specialitate care se referă concret şi la proiectarea integrală a servomotorului. Diferenţa va consta în faptul că pentru stabilirea dimensiunilor principale se vor utiliza relaţii obţinute într-o lucrare anterioară [2] şi se va ţine seamă într-o măsură mult mai însemnată de cerinţele specifice servomotorului între care : autofrînarea în ipoteza dispariţiei semnalului de comandă, dezvoltarea unui cuplu mare la un semnal de comandă dat, o constantă electromecanică de timp cît mai mică şi o constantă de accelerare cît mai mare, o putere aparentă şi activă de comandă cît mai mică pentru un cuplu dat.

În cele ce urmează vom considera ca dată iniţială pentru calcul şi vom baza metodica de proiectare pe utilizarea ei — puterea utilă maximă, iar ca regim de bază a calculului electromagnetic regimul cu rotorul blocat şi cu înfăşurările şi condensatorul serie alese de aşa manieră încît să creeze în acest regim un cîmp învîrtitor circular. Ne vom referi numai la servomotorul avînd statorul exterior bobinat, înfăşurările fiind plasate în crestături.

---

*) Lucrare prezentată în Sesiunea de comunicări a Academiei R.P.R. privind automatizările industriale, la data de 12 octombrie 1960.

II. BAZELE TEORETICE ALE PROIECTĂRII

1. RELAŢII ÎNTRE PUTERI

Puterea utilă maximă P_{um} este atinsă de către servomotor la o viteză relativă $\nu_m = 0{,}55 \div 0{,}65$. Conform celor stabilite în [1] între cuplul C dezvoltat în acest regim de funcţionare şi cuplul C_0 dezvoltat în ipoteza cîmpului magnetic învîrtitor circular şi a rotorului blocat există dependenţa aproximativă

$$\frac{C_0}{C} = 1{,}4 \div 1{,}5.$$

Pe de altă parte dacă notăm cu p numărul de perechi de poli şi f_0 frecvenţa

$$P_{um} = \frac{2\pi\nu_m f_0 C}{p k_{pm}},$$

în care $k_{pm} = 1{,}05 - 1{,}10$ este un coeficient care ţine seama de existenţa unor pierderi mecanice şi pierderi suplimentare. Prin urmare,

$$P_{um} = \frac{2\pi\nu_m f_0 C_0}{1{,}45 p k_{pm}} = \frac{\nu_m P_0}{1{,}45\ k_{pm}}, \tag{1}$$

în care P_0 reprezintă puterea electromagnetică corespunzătoare cuplului electromagnetic C_0.

Puterea activă absorbită de servomotor în acest regim s-o notăm P_{s0}. Desigur,

$$P_{s0} = P_0 + P_{sCu0} + P_{sFe0},$$

în care P_{sCu0} reprezintă pierderile în cupru în înfăşurările statorului şi P_{sFe0} pierderile în fierul statoric şi în condensatorul din circuitul înfăşurării de excitaţie.

Relaţia de mai sus se poate scrie sub o formă nouă

$$\frac{P_0}{P_{s0} - P_{sFe0}} = \frac{P_0}{P_0 + P_{sCu0}} = \eta_0 = \frac{r'}{r_c + r'}, \tag{2}$$

în care r_c este rezistenţa înfăşurării de comandă (fig. 1), iar r' este rezistenţa circuitului rotoric văzută din stator în regimul cu rotorul blocat ($\nu = 0$) şi semnal de comandă maxim ($\alpha = \alpha_0 = \frac{U_{c0}}{U_{e0}}$, U_{c0} fiind tensiunea maximă de comandă, iar U_{e0} tensiunea constantă de alimentare a excitaţiei).

Coeficientul η_0 pe care-l vom denumi randamentul ideal al servomotorului, arată deci fracţiunea din puterea activă absorbită de servo-

motor în regimul $\nu = 0$, $\alpha = \alpha_0$ care se transformă în putere electromagnetică, respectiv putere mecanică la arbore. Evident, un servomotor cu calități înalte trebuie să aibă un coeficient η_0 cît mai ridicat.

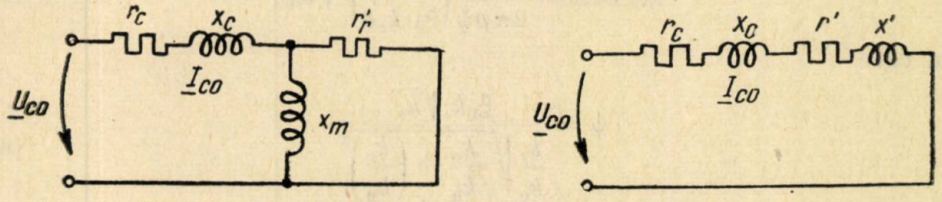


Fig. 1. — Schema echivalentă a servomotorului în regimul $\nu=0$, $\alpha=\alpha_0$.

Dacă

$$\frac{P_{s0}}{P_{s0} - P_{sFeO}} = k_{pFe},$$

$k_{pFe} = 1{,}02 \div 1{,}05$ fiind un coeficient care ține seama de prezența pierderilor în fier și în condensator, atunci se obține o nouă relație importantă

$$P_{s0} = \frac{k_{pFe} P_0}{\eta_0}. \tag{3}$$

2. RELAȚII ÎNTRE INDUCȚIA MAGNETICĂ ȘI ÎNCĂRCAREA LINIARĂ

Una din mărimile de bază în proiectare este cuplul electromagnetic C_0 dezvoltat în ipoteza că rotorul este blocat și că cîmpul învîrtitor este circular. Fie A_{m0} încărcarea liniară și $B_{\delta m0}$ inducția în întrefier în acest regim de funcționare. Conform (2) rezultă

$$C_0 = \frac{p^2 \tau^2 l_1 A_{m0} B_{\delta m0}}{\pi} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2}}, \tag{4}$$

în care p este numărul de perechi de poli, τ pasul polar, l_1 lungimea axială a pachetului statoric, k_r coeficientul de creștere al rezistenței echivalente a rotorului, iar k_0 un coeficient dat de relația

$$k_0 = \frac{\mu_0 \omega_0 \tau^2 \Delta}{\pi^2 k_c \rho_{Al} \delta},$$

unde μ_0 este permeabilitatea aerului, ω_0 pulsația tensiunii rețelei de alimentare, Δ grosimea paharului, δ grosimea întrefierului, ρ_{Al} rezistivitatea aluminiului din care este construit paharul, iar k_c coeficientul lui Carter înmulțit cu coeficientul de saturație al circuitului magnetic.

Dar

$$\tau^2 l_1 = 2\pi^2 \left(\frac{\rho_{Al} k_c \delta}{\mu_0 \omega_0 \Delta}\right)^{\frac{3}{2}} \xi_1 k_0 \sqrt{k_0},$$

ξ_1 fiind un coeficient de formă, $\xi_1 = \pi l_1/2\tau$ și deci

$$A_{m0} B_{\delta m0} = \frac{P_0}{2\pi p \psi} \left(\frac{\mu_0 \Delta}{\rho_{Al} k_c \delta} \right)^{\frac{3}{2}} \sqrt{\omega_0}, \tag{5}$$

în care

$$\psi = \frac{\xi_1 k_r \sqrt{k_r}}{\frac{k_r}{k_0} \sqrt{\frac{k_r}{k_0} + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^3}}. \tag{6}$$

Încărcările specifice rezultă cu atît mai mici cu cît $\frac{k_r}{k_0}$ este mai mic, coeficientul de formă ξ_1 mai mare și coeficientul k_r de creștere a rezistenței rotorului mai mare. Alegerea unui coeficient k_r mare nu convine din punctul de vedere al parametrilor regimului dinamic, așa cum se va vedea mai departe.

Pe de altă parte, tot în (2) s-a demonstrat și relația

$$B_{\delta m0} = \frac{\mu_0 \tau A_{m0}}{\pi k_c \delta} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2}}. \tag{7}$$

Această relație poate fi pusă sub o formă nouă utilă

$$\frac{B_{\delta m0}}{\mu_0 A_{m0}} = \sqrt{\frac{\rho_{Al}}{\mu_0 \omega_0 k_c \Delta \delta}} \cdot \sqrt{\frac{k_r}{\frac{k_r}{k_0} + \frac{k_0}{k_r}}}. \tag{8}$$

Între $B_{\delta m0}$ și A_{m0} mai este o relație dictată de dimensiunile geometrice ale dinților și crestăturilor. Într-adevăr, pentru a evita saturația magnetică a dinților se impune o anumită lățime medie a dintelui în raport cu valoarea inducției în dinte B_{dm0}, iar încărcarea liniară A_{m0} necesită o anumită lățime medie a crestăturilor și o anumită adîncime h_q care sînt funcție de coeficientul de umplere k_{Cu} al crestăturii.

Luînd în considerare cele de mai sus, rezultă prin calcule simple în cele din urmă o nouă relație

$$\frac{B_{\delta m0}}{B_{dm0} k_{Fe}} + \frac{A_{m0}}{D I_0 k_{Cu} k_{wc} \sqrt{2}} \cdot \frac{D}{h_q} = 1 + \frac{h_q}{D}. \tag{9}$$

Coeficientul de înfășurare k_{wc} se poate calcula în funcție de numărul de crestături pe pol și fază ales și de pasul înfășurării. Relația (9) va permite ca o dată aflați $B_{\delta m0}$ și A_{m0} să predeterminăm adîncimea h_q a crestăturii, dacă cunoaștem diametrul D al paharului și densitatea de curent I_0 în înfășurarea statorului.

Mai trebuie subliniat că atunci cînd viteza servomotorului este diferită de zero, cîmpul învîrtitor în întrefier este eliptic în sensul că are

două componente : un cîmp direct şi unul invers. Inducţia cîmpului direct nu va diferi sensibil faţă de cea corespunzătoare funcţionării cu rotorul blocat şi deci nu va conduce la saturaţii necorespunzătoare. Inducţia cîmpului invers este de cîteva ori mai mică în regimurile normale de funcţionare şi deci nu poate fi luată în consideraţie din punctul de vedere al saturaţiei. Se poate arăta de asemenea că şi încărcarea liniară nu diferă sensibil în diferitele regimuri de funcţionare faţă de cel cu rotorul blocat. În consecinţă, densitatea de curent nu va atinge valori inadmisibile.

3. RELAŢII ÎNTRE PARAMETRII ÎNFĂŞURĂRILOR

Rezistenţa înfăşurării de comandă se poate calcula pe baza expresiei clasice

$$r_c = \rho_{Cu} \frac{w_c l_c}{s_c}, \tag{9'}$$

în care w_c reprezintă numărul de spire al înfăşurării, ρ_{Cu} rezistivitatea cuprului, s_c secţiunea conductorului, l_c lungimea medie a unei spire, cu

$$l_c = 2\,(l_1 + 1{,}7\tau),$$

sau

$$l_c = 2l_1 \left(1 + \frac{2{,}7}{\xi_1}\right).$$

(lungimea medie a spirei a fost calculată în ipoteza pasului diametral şi al executării într-un singur strat al înfăşurării).

Rezistenţa rotorului în formă de pahar raportată la înfăşurarea de comandă a fost stabilită în [2], (9)

$$r'_r = m_s\,(w_c\,k_{wc})^2 \frac{2\rho_{Al} l_1}{p\tau\Delta} k_r, \tag{10}$$

în care k_r este coeficientul de creştere a rezistenţei, iar m_s numărul de faze statorice, cu

$$k_r = 1 + \frac{1}{\xi_1\left[\operatorname{cth}\,\xi_1 - \frac{1}{\xi_1} + \operatorname{th}\,(\xi_2 - \xi_1)\right]}.$$

Reactanţa de dispersie a înfăşurării de comandă se calculează pe baza expresiei stabilită în orice tratat de maşini electrice

$$x_c = \frac{4\pi f_0 l_1 w_c^2 \Sigma\lambda}{pq}, \tag{11}$$

în care f_0 este frecvenţa reţelei de alimentare a înfăşurării, q numărul de crestături pe pol şi fază, iar

$$\Sigma\lambda = \lambda_f + \lambda_\delta + \lambda_c.$$

λ_f reprezintă permeanța corespunzătoare cîmpului de dispersie al capetelor de bobină ale înfășurării care, pentru înfășurarea cu pas diametral și într-un singur strat are următoarea expresie aproximativă

$$\lambda_f = 0{,}81 \frac{\mu_0 q}{\xi_1}.$$

λ_δ reprezintă permeanța corespunzătoare cîmpului de dispersie de la dinte la dinte

$$\lambda_\delta = \frac{5 \frac{\delta}{b_1}}{5 + 4 \frac{\delta}{b_1}} \mu_0,$$

în care b_1 este lățimea istmului crestăturii.

λ_c reprezintă permeanța corespunzătoare cîmpului de dispersie al crestăturii care depinde simțitor de forma crestăturii. Pentru diferite forme de crestături tratatele de mașini electrice dau suficiente formule de calcul, pe care nu le mai repetăm aici.

Reactanța corespunzătoare fluxului util se poate calcula din tensiunea electromotoare indusă de cîmpul învîrtitor statoric în înfășurarea de comandă și din curentul care străbate această înfășurare. Se obține

$$x_m = m_s (w_c k_{wc})^2 \frac{4 \mu_0 f_0 \tau l_1}{\pi k_c p \delta}. \tag{12}$$

În loc de a opera cu rezistența r_c este indicat a lucra cu raportul $\frac{r_c}{r_r'}$ care prezintă și avantajul de a nu mai avea dimensiuni.

Într-adevăr pe baza relațiilor (9′), (7), (8), (10) se poate scrie :

$$\frac{r_c}{r_r'} = \frac{\rho_{Cu}}{\rho_{Al}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{2{,}7}{\xi_1}\right) I_0 \Delta \sqrt{2}}{k_{wc} k_r A_{m0}} = \frac{\rho_{Cu} I_0}{k_{wc}} \sqrt{\frac{4 \pi k_c p \delta}{\mu_0 \omega_0 P_0}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{2{,}7}{\xi_1}\right) \sqrt{\xi_1}}{\sqrt{\frac{k_r}{k_0} + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^3}} \tag{13}$$

În mod analog, se calculează din (9′) și (11)

$$\frac{x_c}{r_r'} = \frac{\pi^2 k_c \delta \Sigma \lambda}{m_s \mu_0 q \tau k_{wc}^2} \cdot \frac{k_r}{k_0}. \tag{14}$$

De mare importanță pentru proiectare este și raportul $\frac{x_m}{r_r'}$. Pe baza relațiilor (9′) și (12) rezultă

$$\frac{x_m}{r_r'} = \frac{\mu_0 \omega_0 \tau^2 \Delta}{\pi^2 \rho_{Al} k_c \delta k_r} = \frac{k_0}{k_r}. \tag{15}$$

Această ultimă relație dă o semnificație fizică raportului $\frac{k_r}{k_0}$ care ocupă un loc important atît în legătura dintre inducția magnetică din întrefier — și încărcarea liniară inductoare — cît și din expresia cuplului electromagnetic al mașinii.

În cele ce urmează vom vedea că acest raport influențează sensibil și alte proprietăți ale motorului studiat.

Fie Z_{c0} impedanța totală a circuitului de comandă în ipoteza că rotorul este în repaos, iar cîmpul învîrtitor este circular.

Conform schemei echivalente (fig. 1) a servomotorului bifazat

$$Z_{c0} = r_{c0} + jx_{c0}.$$

Unghiul intern φ_{c0} al impedanței Z_{c0} este definit prin relația

$$\operatorname{tg} \varphi_{c0} = \frac{x_{c0}}{r_{c0}}. \tag{16}$$

La rîndul său rezistența r_{c0} are două componente

$$r_{c0} = r_c + r'_r$$

în care

$$r' = \frac{x_m^2 r_r}{x_m^2 + r_r'^2},$$

iar reactanța x_{c0} de asemenea

$$x_{c0} = x_c + x',$$

în care

$$x' = \frac{x_m r_r'^2}{x_m^2 + r_r'^2}$$

și deci după unele operații simple

$$\operatorname{tg} \varphi_{c0} = \frac{\frac{k_r}{k_0} + \left[1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right] \frac{x_c}{r'_r}}{1 + \left[1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right] \frac{r_c}{r'_r}}. \tag{17}$$

Randamentul ideal al servomotorului la viteză nulă și cîmp circular se poate exprima și el sub o formă nouă

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + \left[1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right] \frac{r_c}{r'_r}}. \tag{18}$$

Utilizînd expresia raportului $\frac{r_c}{r'_r}$ se obține o relație care va fi utilizată în calculul preliminar al servomotorului

$$\frac{1-\eta_0}{\eta_0} = \frac{\rho_{Cu} I_0}{k_{wc}} \sqrt{\frac{4\pi k_c p \delta}{\mu_0 \omega_0 P_0}} \cdot B \sqrt{\frac{k_r}{k_0} + \frac{k_0}{k_r}}, \tag{19}$$

în care constanta B are următoarea expresie :

$$B = \left(1 + \frac{2{,}7}{\xi_1}\right) \sqrt{\xi_1}.$$

Se poate controla cu ușurință că pentru valorile uzuale ale coeficientului de formă $\xi_1 = 0{,}5 \div 3$ constanta B variază între limite relativ foarte apropiate, ceea ce ne conduce la concluzia că randamentul ideal η_0 nu este sensibil afectat de coeficientul de formă ξ_1.

Din relația de mai sus se remarcă că randamentul ideal η_0 este cu atît mai apropiat de unitate cu cît densitatea de curent I_0 a conductoarelor din înfășurarea statorică este mai mică, cu cît întrefierul este mai mic, cu cît numărul de poli este mai mic. De asemenea, înregistrează un maxim pentru $\frac{k_r}{k_0} = 1$.

4. PUTEREA APARENTĂ DE COMANDĂ

Puterea aparentă de comandă S_{c0} în regimul $\nu = 0$; $\alpha = \alpha_0$ joacă un rol important în proiectarea servomotorului, întrucît de ea depinde mărimea amplificatorului și a transformatorului de alimentare a servomotorului. Evident, trebuie să urmărim ca la o putere utilă maximă dată și la o tensiune de comandă U_{c0} dată, această putere S_{c0} să fie pe de o parte cît mai mică, iar pe de altă parte S_{c0} să reprezinte o fracțiune cît mai mică din puterea totală aparentă $S_{c0} + S_{c0}$ absorbită de servomotor, în care S_{c0} este puterea aparentă, preluată prin înfășurarea de excitație.

Expresia puterii S_{c0} se stabilește relativ simplu

$$S_{c0} = \frac{P_{s0}}{2 \cos \varphi_{c0}} = \frac{k_{pFe} P_0}{2 \eta_0 \cos \varphi_{c0}}. \tag{20}$$

Această putere va fi cu atît mai mică cu cît va avea o valoare mai mare expresia

$$\eta_0 \cos \varphi_{c0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2}} \frac{1}{\sqrt{1 + 2\left(\frac{r_c}{r'_r} + \frac{x_c}{r'_r}\right) + \left[1 + \left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right]\left[\left(\frac{r_c}{r'_r}\right)^2 + \left(\frac{x_c}{r'_r}\right)^2\right]}}.$$

Observăm că funcția $\eta_0 \cos \varphi_{c0}$ are o valoare cu atît mai ridicată cu cît $\frac{k_r}{k_0}$ este mai mic și $\frac{r_c}{r'_r}$ și $\frac{x_c}{r'_r}$ de asemenea, mai mici.

Raportul

$$\frac{S_{c0}}{S_{c0}+S_{e0}}=\frac{1}{1+\frac{S_{e0}}{S_{c0}}}$$

trebuie de asemenea să aibă o valoare cît mai mică. Ori, $S_{c0}=U_{c0}\,I_{c0}$ și $S_{e0}=U_{e0}\,I_{e0}$ și cum $\frac{U_{c0}}{U_{e0}}=\alpha_0$ și $\frac{I_{c0}}{I_{e0}}=t$, t fiind coeficientul de raportare al curentului de excitație I_{e0} la înfășurarea de comandă, rezultă

$$\frac{S_{c0}}{S_{e0}}=t\alpha_0.$$

Din condiția că în regimul $\nu=0$; $\alpha=\alpha_0$ cîmpul învîrtitor statoric să fie circular rezultă $t\alpha_0=\operatorname{tg}\varphi_{c0}$ (vezi [1]) și prin urmare

$$\frac{S_{c0}}{1+\frac{S_{e0}}{S_{c0}}}=\frac{1}{1+\operatorname{ctg}\varphi_{c0}}=\frac{\frac{k_r}{k_0}+\left[1+\left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right]\frac{x_c}{r'_r}}{1+\frac{k_r}{k_0}+\left[1+\left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2\right]\left(\frac{r_c}{r'_r}+\frac{x_c}{r'_r}\right)}. \tag{21}$$

Se poate constata că raportul studiat ia o valoare cu atît mai mică cu cît $\frac{k_r}{k_0}$ este mai mic.

5. CONDIȚIA PENTRU AUTOFRÎNARE LA DISPARIȚIA SEMNALULUI DE COMANDĂ

Știut este că o cerință elementară pe care trebuie s-o îndeplinească servomotorul bifazat este aceea, ca în ipoteza că tensiunea de comandă devine zero, să nu existe cuplu activ, indiferent de viteza la care a funcționat. Sau cu alte cuvinte, servomotorul trebuie să se frîneze și să se oprească cît mai repede atunci cînd dispare semnalul de comandă.

Există două situații posibile, care trebuie analizate separat. Astfel semnalul de comandă se poate reduce la zero fie prin micșorare treptată, circuitul de comandă rămînînd închis, fie prin întreruperea circuitului de comandă. Prima situație este cea mai des întîlnită în practică și este legată de funcționarea motorului bifazat cu rotorul în formă de pahar în sisteme de reglare automată sau de urmărire. Într-adevăr, de cele mai multe ori în sistemele de reglare automată sau de urmărire alimentarea înfășurării de comandă se realizează prin intermediul înfășurării secundare a unui transformator, iar dispariția semnalului de comandă se produce atunci cînd tensiunea electromotoare indusă în înfășurarea secundară este nulă, înfășurarea secundară continuînd a fi legată de înfășurarea de comandă a servomotorului. În alte cazuri, înfășurarea de comandă este alimentată direct de la un selsin funcționînd în regim de transformator,

dispariția semnalului de comandă avînd loc atunci cînd rotorul selsinului nu se mai rotește. Și în acest caz circuitul de comandă rămîne închis. În consecință, în aceste cazuri, cele mai des întîlnite în practică, înfășurarea de comandă rămîne închisă pe impedanța înfășurării secundare a transformatorului sau a înfășurării selsinului.

Vom demonstra întîi condiția ce trebuie îndeplinită pentru ca servomotorul să se oprească în această primă situație.

Să presupunem că servomotorul se rotea cu o anumită viteză în momentul în care semnalul de comandă a dispărut. Înfășurarea de comandă este închisă pe o impedanță pe care pentru moment o presupunem nulă (scurtcircuit). Înfășurarea de excitație este alimentată în continuare și în întrefierul mașinii continuă să existe un cîmp învîrtitor eliptic. Cuplul electromagnetic dezvoltat în această situație este conform celor cunoscute [1]

$$C = \frac{p}{\pi f_0}(I_{c1}^2 r_1' - I_{c2}^2 r_2').$$

Modulul curentului de succesiune directă $\underline{I}_{c1}$ (indicii 1 și 2 se referă la mărimi corespunzătoare succesiunilor directă, respectiv inversă) a cărui expresie complexă generală este

$$\underline{I}_{c1} = \frac{\underline{U}_c \underline{Z}_{e2} - jt\underline{U}_e \underline{Z}_{c2}}{\underline{Z}_{e1}\underline{Z}_{c2} + \underline{Z}_{e2}\underline{Z}_{c1}}$$

devine, în cazul nostru cînd $U_{c0} = 0$, proporțional cu modulul impedanței $\underline{Z}_{c2}$ și invers proporțional cu modulul expresiei $\underline{Z}_{e1}\underline{Z}_{c2} + \underline{Z}_{e2}\underline{Z}_{c1}$. În mod analog, modulul curentului de succesiune inversă $\underline{I}_{c2}$ devine proporțional cu modulul impedanței $\underline{Z}_{c1}$ și invers proporțional cu modulul expresiei $\underline{Z}_{e1}\underline{Z}_{c2} + \underline{Z}_{e2}\underline{Z}_{c1}$. În consecință, cuplul va fi dat de următoarea expresie :

$$C = \frac{pt^2 U_e^2}{\pi f_0} \cdot \frac{Z_{c2}^2 r_1' - Z_{c1}^2 r_2'}{|\underline{Z}_{e1}\underline{Z}_{c2} + \underline{Z}_{e2}\underline{Z}_{c1}|^2}.$$

Pentru ca motorul să se oprească trebuie ca acest cuplu să fie negativ (cuplu de frînare) sau cel puțin nul. Această condiție este satisfăcută dacă

$$Z_{c2}^2 r_1' - Z_{c1}^2 r_2' \leqslant 0,$$

indiferent de valoarea alunecării s a servomotorului după dispariția semnalului de comandă.

Inegalitatea se traduce astfel după unele calcule simple în

$$\frac{k_r}{k_0} \geqslant \frac{\dfrac{Z_c}{x_m}}{\sqrt{1 + 2\dfrac{x_c}{x_m} + \left(\dfrac{Z_c}{x_m}\right)^2}} \sqrt{s(2-s)}, \qquad (22)$$

care impedanța $\underline{Z}_c = r_c + jx_c$ ar putea îngloba în ea și rezistența și reactanța înfășurării pe care este închisă înfășurarea de comandă. În acest

fel, rezultă că în situația analizată este asigurată autofrînarea pentru valori $\frac{k_r}{k_0} > 0{,}7$.

Pe marginea celor demonstrate mai sus ne permitem să arătăm că inegalitatea demonstrată în [1] pentru exact aceeași situație a înfășurării de comandă este eronată, neavînd legătură cu problema tratată. Condiția găsită nu se deduce din expresia cuplului electromagnetic dezvoltat. Problema este pusă just în [3], [8] și rezolvată corect în [8], căci pe parcurs o scăpare a autorilor lucrării [3] i-a împiedicat să obțină rezultatul corect. Scăparea constă în faptul că deși se afirmă că tensiunea de comandă este nulă, se anulează în expresiile care dau curenții de succesiune tensiunea de excitație.

În legătură cu cea de-a doua situație posibilă și anume atunci cînd înfășurarea de comandă este deschisă se procedează în mod analog, dar mai simplu se rezolvă problema utilizînd inegalitatea obținută mai sus în care facem $Z_c = \infty$, de unde rezultă

$$\frac{k_r}{k_0} \geqslant \sqrt{s\,(2-s)}. \tag{23}$$

Cum $0 < s \leqslant 1$ pentru a asigura autofrînarea trebuie îndeplinită condiția $\frac{k_r}{k_0} \geqslant 1$. Această condiție este deci mai restrictivă decît prima dar impusă mai rar în practică.

6. PARAMETRII REGIMULUI DINAMIC

Performanțele unui servomotor, element care funcționează în regimuri tranzitorii în marea majoritate a cazurilor, trebuie caracterizate printr-o serie de parametri care caracterizează regimul dinamic [5].

Unul din acești parametri este coeficientul de transformare cuplu-tensiune de comandă

$$K_T = \frac{C_0}{U_{c0}} = \frac{pP_0}{\omega_0 U_{c0}} \tag{24}$$

La putere utilă maximă și tensiune maximă de comandă date, mărimea care influențează direct coeficientul K_T este numărul de poli. Cu cît p este mai mare cu atît la o tensiune de comandă dată se realizează un cuplu mai mare de către servomotor.

Un alt parametru important în proiectare este constanta electromecanică de timp

$$T_{em} = \frac{\Theta}{D},$$

în care Θ este momentul de inerție al rotorului, iar D este coeficientul de amortizare al servomotorului egal cu panta negativă a caracteristicii

mecanice $C = f(\Omega)$, Ω fiind viteza unghiulară de rotație. Dacă aproximăm caracteristica mecanică printr-o dreaptă care trece prin punctul $(C_0, 0)$ și punctul (C_m, Ω_m) corespunzător dezvoltării puterii utile maxime, atunci

$$D = \frac{C_0 - C_m}{\Omega_m} = \frac{mp^2 P_0}{\omega_0^2},$$

în care

$$m = \frac{C_0 - C_m}{C_0 \nu_m} = 0{,}6 \div 0{,}7.$$

Pe de altă parte, momentul de inerție al rotorului se reduce cu foarte bună aproximație la momentul de inerție al pereților laterali ai paharului

$$\Theta = \frac{\pi}{32} \gamma'_{Al} (D^4 - D'^4) l_2,$$

în care γ'_{Al} reprezintă masa specifică a aluminiului, D și D' reprezintă diametrul exterior, respectiv interior al paharului, iar l_2 lungimea lui.

Cum în ipoteza că se utilizează un pahar rotoric cu coeficient de creștere k_r al rezistenței optim (vezi [2]), $\xi_2 - \xi_1 = 1$, iar $\xi_2 = \frac{\pi l_2}{2\tau}$, rezultă

$$l_2 = 2 \frac{1 + \xi_1}{\pi} \tau.$$

Se obține

$$\Theta = \frac{4}{\pi^3} \gamma'_{Al} p^3 \tau^4 \Delta (1 + \xi_1),$$

fiindcă

$$D^4 - D'^4 \approx 8 \Delta D^3.$$

În cele din urmă, înlocuind $\tau^2 = \frac{\pi^2 {}_{Al} \rho \, k_c \delta k_0}{\mu_0 \omega_0 \Delta}$ rezultă

$$\Theta = \frac{4 \pi \gamma'_{Al} \rho_{Al}^2 k_c^2 \delta^2}{\mu_0^2 \omega_0^2 \Delta} p^3 k_r^2 (1 + \xi_1) \left(\frac{k_0}{k_r}\right)^2$$

și deci

$$T_{em} = \frac{4 \pi \gamma'_{Al} \rho_{Al}^2 k_c^2 \delta^2}{\mu_0 m \Delta P_0} p k_r^2 (1 + \xi_1) \left(\frac{k_0}{k_r}\right)^2. \qquad (25)$$

Această relație pune în evidență mărimile care influențează asupra valorii constantei de timp la putere utilă maximă dată. Ea atinge un minim corespunzător unui coeficient de formă $\xi_1 = 1 \div 1{,}5$ și are o valoare cu atît mai mică cu cît $\frac{k_r}{k_0}$ este mai mare și coeficientul de creștere a rezistenței rotorului k_r mai mic. Constanta de timp nu este sensibil influențată de grosimea Δ a paharului rotoric dacă $\Delta = 0{,}15 \div 0{,}70$ mm.

Un alt parametru de proiectare legat de performanțele dinamice ale servomotorului este așa-numita constantă de accelerare

$$K_a = \frac{K_T}{\Theta} = \frac{C_0}{U_{c0}\Theta} = \frac{\mu_0^2 \omega_0 \Delta P_0}{2\pi\gamma'_{A1}\rho_{A1}^2 k_c^2 \delta^2 U_{c0}} \cdot \frac{\left(\frac{k_r}{k_0}\right)^2}{p^2 k_r^2 (1+\xi_1)}, \tag{26}$$

care trebuie să aibă o valoare cît mai mare. Acest lucru se asigură prin alegerea coeficientului de formă $\xi_1 = 1 \div 1{,}5$, a unui raport $\frac{k_r}{k_0}$ cît mai mare și a unui coeficient k_r cît mai mic.

Se observă că atît constanta electromecanică de timp cît și constanta de accelerare sînt influențate în sensuri opuse de către numărul de poli și raportul $\frac{k_r}{k_0}$. Numai un calcul cu mai multe variante în privința mărimilor p și $\frac{k_r}{k_0}$ ne va arăta care sînt soluțiile optime din punctul de vedere al performanțelor dinamice ale servomotorului.

În sfîrșit, un ultim parametru dinamic este constanta de viteză

$$K_v = \frac{K_T}{D} = \frac{\omega_0}{pmU_{c0}}, \tag{27}$$

care va fi cu atît mai mare la tensiune de comandă dată cu cît numărul de poli va fi mai mic.

Dintre parametrii regimului dinamic desigur că rolul cel mai important îl joacă constantele T_{em} și K_a.

7. PROBLEMA ÎNCĂLZIRII

Servomotorul dintr-un sistem de urmărire sau reglare automată reprezintă o mașină electrică cu un regim de funcționare cu totul deosebit. În unele cazuri, acest motor nu se rotește timp îndelungat, înfășurarea de excitație rămînînd însă sub tensiune, iar înfășurarea de comandă fără tensiune. Atunci cînd se aplică o tensiune de comandă servomotorul se pune pentru cîteva momente în mișcare, acționează asupra dispozitivului antrenat producînd deplasarea dorită și apoi comanda încetează, servomotorul oprindu-se. Prin urmare, perioada de funcționare în aceste cazuri, reprezintă la servomotor o excepție, regimul de lungă durată, regimul normal fiind acela cînd nu există tensiune de comandă, iar viteza de rotație este nulă. În acest regim cu $U_c = 0$ și $\nu = 0$ motorul trebuie să nu se încălzească peste limitele admisibile dictate de clasa de izolație a înfășurărilor statorului. Regimurile de funcționare propriu-zisă se vor suprapune pentru scurt timp peste acest regim neputînd influența sensibil încălzirea motorului.

În alte cazuri, sistemul de reglaj necesită o funcționare continuă a servomotorului. În aceste situații, regimul de bază de calcul al încălzirii trebuie considerat regimul cînd motorul dezvoltă puterea utilă maximă.

În [1] se consideră ca regim de bază pentru încălzire regimul cînd se aplică tensiunea de comandă maximă și rotorul este blocat. Acesta reprezintă însă un regim extrem de defect.

Un punct legat de calculul încălzirii, în care nu putem fi de acord cu cele expuse în [1] este cel ce se referă la fluxul termic admisibil ζ pentru servomotorul studiat. Datele noastre experimentale pentru izolație clasă A și construcție închisă diferă însă cu mult de cele expuse în [1] și anume $\zeta = 600 \div 800$ W/m² în timp ce autorul lucrării [1] dă pentru ζ valori cuprinse între $800 \div 1\,700$ W/m² în funcție de suprafața exterioară a servomotorului.

În regimul extrem de funcționare cu tensiune maximă de comandă și rotorul blocat pierderile P_r care intervin în calculul fluxului termic sînt egale cu puterea P_{s0}.

În celălalt regim extrem în care $U_c = 0$ și $\nu = 0$ se poate arăta cu ușurință că pierderile P_r sînt egale cu $P_{s0}/2$.

În regimul intermediar în care se dezvoltă puterea utilă maximă calculul arată că pierderile sînt

$$P_r = (1{,}25 - 0{,}77\ \eta_0)\ P_{s0}.$$

Prin urmare, deoarece nu s-a stabilit încă un regim de funcționare de bază universal acceptat de constructori, pentru calculul termic, putem considera

$$P_r = \sigma P_{s0},$$

în care $\sigma = 0{,}5 \div 1$. Pentru regimul în care se dezvoltă puterea utilă maximă $\sigma = 0{,}6 \div 0{,}8$.

Suprafața prin care se transmite căldura va fi evident

$$S_r = 2\frac{\pi D_r^2}{4} + \pi D_r l_r$$

în care diametrul exterior D_r al servomotorului este dat de relația

$$D_r = cD,$$

cu $c = 2 \div 2{,}3$ iar D diametrul exterior al paharului, iar l_r lungimea axială exterioară care se poate calcula cu bună aproximație prin relația

$$l_r = l_1 + \beta\tau,$$

β fiind un coeficient prin care se ia în considerație faptul că lungimea carcasei trebuie să acopere atît lungimea pachetului statoric cît și lungimea cu care capetele de bobină depășesc pachetul statoric de o parte și de alta. Valorile practice ale lui β sînt date în tabelul de mai jos

β	0,7	1,3	1,8
p	1	2	3

În felul acesta, după unele calcule simple, suprafața de răcire capătă următoarea expresie :

$$S_r = \frac{2\pi k_c \rho_{Al} \delta}{\mu_0 \omega_0 \Delta} \cdot \frac{k_0}{k_r} pc k_r (pc + 2\xi_1 + \pi\beta).$$

Prin urmare, prin intermediul fluxului termic admisibil se poate stabili o nouă relație importantă pentru proiectare

$$P_{s0} = \frac{2\pi k_c \rho_{Al} \delta}{\sigma \mu_0 \omega_0 \Delta} \zeta \frac{k_0}{k_r} A, \tag{28}$$

în care constanta

$$A = pck_r (pc + 2\xi_1 + \pi\beta)$$

este funcție numai de numărul de poli și coeficientul de formă.

Pentru un număr de poli dat constanta A nu este sensibil influențată de coeficientul de formă. Astfel $A = 19 \div 24$ pentru $p = 1$ și $\xi_1 = 0{,}5 - 3$ sau $A = 60 \div 68$ pentru $p = 2$ și $\xi_1 = 0{,}5 \div 3$.

III. MERSUL CALCULULUI

În general, se cunosc în momentul începerii proiectării următoarele date :

a) puterea utilă maximă dezvoltată de servomotor ;

b) tensiunile maxime aplicate celor două înfășurări de fază statorice ;

c) frecvența acestor tensiuni ;

d) puterea aparentă maximă de comandă atunci cînd servomotorul dezvoltă puterea utilă maximă ;

e) încălzirea maximă admisibilă și temperatura maximă a mediului înconjurător ; regimul de funcționare ;

f) alte date referitoare la tipul construcției, dimensiunile de gabarit, plasamentul servomotorului în instalație, moment de inerție, viteza de rotație etc.

1. CALCULUL PRELIMINAR

Dimensiunile principale și performanțele servomotorului sînt dependente după cum s-a văzut în studiul anterior de parametrii Δ, I_0, ξ_1, p, $\frac{k_r}{k_0}$, k_r și de datele inițiale îndeosebi P_0, ω_0, U_{e0}, α_0.

Grosimea Δ a paharului rotoric trebuie aleasă în calculul preliminar. Ea este limitată inferior de considerente tehnologice. Nu se poate realiza $\Delta < 0{,}15$ mm. Dacă se aleg pentru Δ valori mari atunci rezultă un întrefier mărit, deci putere de comandă mărită, încărcare liniară mărită și un randament ideal micșorat. Se recomandă deci alegerea grosimii Δ la valori cît mai mici.

Densitatea de curent I_0 este de asemenea o mărime care se alege în calculul preliminar. Pentru obținerea unui coeficient η_0 cît mai mare se recomandă valori scăzute pentru I_0. Normal $I_0 = 2 \div 5$ A/mm^2.

Coeficientul de formă ξ_1 se alege de asemenea de la început. El nu afectează sensibil randamentul ideal și nici puterea P_{s0}, deci suprafața de răcire. Constanta de timp electromecanică și constanta de accelerare iau valori optime pentru $\xi_1 = 1 \div 2$. O dată aleasă valoarea lui ξ_1 se determină imediat și coeficientul de creștere al rezistenței rotorului. În tabelul de mai jos se dă k_r pentru valoarea optimă $\xi_2 - \xi_1 = 1$ și în considerația că paharul rotoric depășește pachetul statoric numai de o parte cu lungimea b_r care rezultă din relația $\frac{\pi b_r}{\tau} = \xi_2 - \xi_1 = 1$, iar de cealaltă parte, paharul are suprafața de bază în imediata vecinătate a pachetului statoric.

ξ_1	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0
k_r	1,93	1,38	1,23	1,17	1,10

În privința numărului de poli, care au o influență sensibilă asupra performanțelor dinamice ale servomotorului ca și asupra dimensiunilor lui în calculul preliminar va trebui să mergem cu mai multe variante.

Trebuie însă reținut că mărimea numărului de poli conduce la dificultăți prin micșorarea numărului de crestături de pol și fază și prin creșterea armonicelor cîmpului magnetic.

Utilizînd apoi relațiile (1), (3), (19) și (28) se poate determina pentru un număr de poli dat puterea P_{s0}, raportul $\frac{k_r}{k_0}$ și randamentul ideal η_0. Bineînțeles vom reține acele variante din care rezultă valori pentru $\frac{k_r}{k_0}$ care îndeplinesc condiția de autofrînare.

În acest stadiu posedăm suficiente date ca să calculăm parametrii regimului dinamic și să apreciem cu suficientă aproximație puterea S_{c0} și raportul $\frac{S_{c0}}{S_{c0} + S_{e0}}$ și volumul motorului. În acest fel ne putem opri la o variantă care ne dă satisfacție din toate punctele de vedere.

2. STABILIREA DIMENSIUNILOR PRINCIPALE ȘI A ÎNCĂRCĂRILOR SPECIFICE

O dată stabilite mărimile necesare calculului preliminar se poate trece la stabilirea dimensiunilor principale și a încărcărilor specifice.

Astfel prin cunoașterea raportului $\frac{k_r}{k_0}$ și a coeficientului k_r rezultă coeficientul k_0, iar pasul polar se deduce din relația

$$k_0 = \frac{\mu_0 \omega_0 \tau^2 \Delta}{\pi^2 k_c \rho_{Al} \delta},$$

în care

$$\rho_{Al} \cong 3{,}9 \cdot 10^{-8}\ \Omega m\,;\ k_c \cong 1{,}3\,;\ \delta = [\Delta + (0{,}3 \div 0{,}4)]\,\text{mm}.$$

Cunoscîndu-se pasul polar și numărul de poli se stabilește imediat diametrul D, iar apoi utilizînd coeficientul de formă ξ_1 rezultă și lungimea l_1 a pachetului statoric. Paharul va depăși într-o parte pachetul statoric cu lungimea b_r.

Se poate trece acum la o etapă importantă, stabilirea încărcărilor $B_{\delta m0}$, A_{m0}. Pe baza relației (8) rezultă raportul $\dfrac{B_{\delta m0}}{\mu_0 A_{m0}}$. Pe de altă parte, pe baza relației (5) se obține produsul $B_{\delta m0}\, A_{m0}$. Rezolvînd acest sistem, se obțin încărcările specifice $B_{\delta m0}$, A_{m0}.

Pentru completarea dimensiunilor geometrice a mai rămas de stabilit dimensiunile crestăturii și înălțimea jugului statoric.

Înălțimea crestăturii rezultă din ecuația (9) în care pentru inducția în dinte se indică valorile

$$B_{dm0} = 0{,}8 \div 1{,}1\,T,\ \text{pentru}\ f_0 = 50\,\text{Hz}\,;$$

$$B_{dm0} = 0{,}3 \div 0{,}5\,T,\ \text{pentru}\ f_0 = 400\,\text{Hz},$$

iar pentru coeficientul de umplere al crestăturii $k_{Cu} = 0{,}25 \div 0{,}30$. Coeficientul de înfășurare k_{wc} se ia în calculul preliminar $0{,}90 \div 0{,}92$, sau se poate calcula atunci cînd s-a stabilit numărul q de crestături pe pol și fază. Coeficientul de izolație k_{Fe} se ia 0,9. Lățimea dintelui se calculează o dată cunoscut q (în general se recomandă valori ridicate $q = 2 \div 6$ pentru a se evita cuplurile parazite) cu ajutorul relației

$$b_d = \frac{\tau_1 B_{\delta m0}}{k_{Fe} B_{dm0}},$$

în care

$$\tau_1 = \frac{\pi D}{Z} = \frac{\pi D}{2 m_s p q}.$$

Înălțimea jugului statoric exterior se obține prin relația ușor de obținut

$$h_{js} = \frac{B_{\delta m0}\, \tau}{\pi B_{jsm0} k_{Fe}}.$$

Inducțiile admisibile pentru jugul statoric exterior sînt

$$B_{jsm0} = 0{,}6 \div 0{,}8\,T,\ \text{pentru}\ f_0 = 50\,\text{Hz}\,;$$

$$B_{jsm0} = 0{,}2 \div 0{,}3\,T,\ \text{pentru}\ f_0 = 400\,\text{Hz}.$$

Pentru jugul statoric interior paharului, înălțimea se stabilește printr-o relație analogă și se ține seamă că diametrul găurii axiale a pachetului statoric interior, trebuie să fie mai mare decît diametrul axului motorului.

O dată stabilite dimensiunile principale în acest calcul preliminar, se poate face o verificare la încălzire.

În ipoteza că suprafața disponibilă de transmisie a pierderilor nu corespunde fiind mai mare sau mai mică, trebuie să se refacă calculul schimbîndu-se dimensiunile principale și încărcările specifice.

O dată puse în concordanță dimensiunile principale cu calculul încălzirii se poate conduce proiectarea mai departe.

Pe baza relației (14) se calculează raportul $\frac{x_c}{r_r'}$ iar pe baza relației (13) raportul $\frac{r_c}{r_r'}$ și apoi folosind relația (17) se poate deduce factorul de putere cos φ_{c0} al înfășurării de comandă. Curentul absorbit de această înfășurare se deduce din puterea S_{c0} și tensiunea U_{c0}, iar numărul de spire din încărcarea liniară

$$w_c = \frac{p \tau A_{m0}}{m_s k_{wc} I_{c0} \sqrt{2}}.$$

Pe baza acestor ultime mărimi calculate se deduc parametrii schemei echivalente.

În continuare, se calculează coeficientul de raportare al înfășurării de excitație la înfășurarea de comandă pe baza relației $t\alpha_0 = \text{tg } \varphi_{c0}$. Cunoscînd acest coeficient se deduc curentul de excitație și numărul de spire al înfășurării de excitație. De asemenea, rezultă dimensiunile conductorului înfășurării de excitație.

Cu aceasta, calculul electromagnetic este terminat în linii mari. Se poate completa aceasta cu calculul circuitului feromagnetic și al pierderilor. Se poate adăuga calculul greutăților materialelor active și a greutății totale a servomotorului.

Trebuie calculate de asemenea caracteristicile mecanice și îndeosebi curbele $\frac{C}{C_0} = f(\alpha)$ la $\nu = \text{const.}$ și $\frac{C}{C_0} = f(\nu)$ la $\alpha = \text{const.}$

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНОГО СЕРВОДВИГАТЕЛЯ С ПОЛЫМ РОТОРОМ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается методика проектирования двухфазного серводвигателя с полым ротором, в котором предусматривается осуществление высоких функциональной и конструктивной характеристик. Выявляется, что наилучшее проектирование основывается при соответствующем подборе следующих параметров: толщины

стенок стакана, плотности тока в статорной обмотке, коэффициента формы, коэффициента увеличения сопротивления ротора, количества полюсов и соотношения между сопротивлением ротора и реактивным сопротивлением, соответствующим полезному потоку.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема замещения серводвигателя при режиме $\nu = 0$, $\alpha = \alpha_0$.

UNE MÉTHODE POUR L'ÉLABORATION DES PROJETS DE SERVO-MOTEURS DIPHASÉS À ROTOR À CYLINDRE CREUX

RÉSUMÉ

L'auteur présente une méthode pour l'élaboration des projets de servo-moteurs diphasés à rotor à cylindre creux, capables d'assurer la réalisation d'excellentes caractéristiques de fonctionnement et de construction. On met en évidence le fait qu'un projet optimum doit être fondé sur le choix des paramètres suivants : l'épaisseur de la paroi du cylindre creux ; la densité de courant dans l'enroulement du stator ; le coefficient de forme ; le coefficient d'accroissement de la résistance du rotor ; le nombre des pôles ; le rapport entre la résistance du rotor et la réactance correspondant au flux utile.

EXPLICATION DE LA FIGURE

Fig. 1. — Schéma équivalent du servo-moteur au régime de $\nu = 0$, $\alpha = \alpha_0$.

BIBLIOGRAFIE

1. Ю. С. Чечет, *Управляемый асинхронный двигатель с полым ротором.* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1955.
2. Al. Fransua, *Consideraţii asupra funcţionării servomotorului asincron bifazat cu rotor în formă de pahar.* Electrotehnica, **7**, *5*, 161 (1959).
3. А. Г. Иосифиан, Б. М. Каган, *Основы следящего привода.* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1954.
4. G. Weiss, *Optimum design of induction torque motors and servomotors.* Transaction AIEE, **74**, 809 (1955).
5. T. G. Truxal, *Control engineers'handbook.* Mc Graw-Hill Book Co, New York — Toronto — Londra, 1958.
6. A. Robbiano, *Note ed elementi di impiego sul motore bifase per asservimenti.* L'Elettrotecnica, XLVI, *6*, 630 (1959).
7. R. J. W. Koopman, *Operating characteristics of 2-phase servomotors.* Transactions AIEE, **68**, 319 (1949).

8. S. S. L. CHANG, *Discuția la articolul lui R. J. W. Koopman.* Transactions AIEE, **68**, 319 (1949).
9. A. MORARU, *Rezistența rotorului în formă de pahar.* Electrotehnica, **5**, *5*, 153 (1957).
10. И. А. ВЕВЮРКО, *К расчету характеристик двухфазной индукционной машины с полым ротором.* Вестник Электропромышленности, *6*, 34 (1957).
11. — *О расчете асинхронной машины с полым ротором методом симметричных составляющих.* Вестник Электропромышленности, *4*, 11 (1958).
12. Е. М. ЛОПУХИНА, *Исследование асинхронного двигателя с ротором в виде полого цилиндра.* Электричество, *5*, 26 (1950).
13. И. Я. ЛЕХТМАН, *Нагрузочные характеристики маломощных индукционных двухфазных двигателей.* Автоматика и телемеханика, **10**, *1*, 25 (1949).
14. R. L. FILLMORE, *Calculatiom of eddy current paths in draq-cup induction motor rotors.* Transactions AIEE, **75**, 922 (1956).

CARACTERISTICI NODALE ALE UNUI SISTEM ELECTROENERGETIC ŞI METODE PENTRU DETERMINAREA LOR EXPERIMENTALĂ

I. CARACTERISTICI NODALE DE PUTERE ALE SISTEMELOR ELECTROENERGETICE INTERCONECTATE RADIAL ÎN REGIM STAŢIONAR*)

DE

ECATERINA ARIE

1. CARACTERISTICA NODALĂ ŞI UTILITATEA EI

În calculul regimurilor unor ansamble de sisteme interconectate, este deseori utilă introducerea pentru unele sisteme componente, a unor relaţii matematice cît mai simple, între parametrii de regim ai legăturilor de interconexiune cu restul sistemului — adică între : puterile active şi reactive care circulă pe aceste legături de interconexiune, tensiunile din nodurile de interconexiune, fazele acestor tensiuni şi frecvenţa sistemului. În realitate, relaţiile care leagă aceşti parametri între ei sînt cu atît mai complicate, cu cît structura porţiunii de sistem izolate, este mai complexă. Este însă admisibilă aproximarea lor prin relaţii mai simple, în următoarele cazuri :

— În calcule exacte — chiar dacă sînt efectuate cu cele mai perfecţionate auxiliare de calcul — este imposibil să se ţină seama cu precizie de efectul tuturor elementelor unui sistem complex şi de aceea este uzual ca pentru porţiunile situate periferic faţă de regiunea studiată să fie utilizate relaţii aproximative, concretizate prin scheme electrice echivalente.

— În calculul unor indici statistici ai legăturii sau nodului de interconexiune, caracteristici pentru calitatea funcţionării sistemului (de ex. : abateri medii şi dispersii ale parametrilor de regim), pe baza existenţei unor relaţii simple între parametrii de regim ai legăturilor de interconexiune, este posibilă predeterminarea evoluţiei viitoare ai acestor

*) Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări a Institutului de energetică din 5 noiembrie 1960.

indici, dacă se cunoaşte evoluţia viitoare a indicilor sarcinii şi modificările structurale pe care le va suferi restul sistemului conectat în nod, putîndu-se astfel aprecia eficacitatea măsurilor preconizate pentru îmbunătăţirea reglajului acestor parametri de regim.

— În calcule estimative ale tensiunii critice a nodului sau a puterii maxime putînd fi transportată pe o legătură de interconexiune, este posibil ca acele ramuri conectate în nod, care nu contribuie substanţial la pierderea stabilităţii, să fie înlocuite printr-o schemă echivalentă.

În toate cazurile de mai sus, se poate înlocui o porţiune complexă de sistem, printr-un răspuns global exprimat sub forma unor relaţii aproximative între parametrii de regim ai legăturilor de interconexiune dintre porţiunea înlocuită şi restul sistemului, relaţii aproximative care de obicei se concretizează sub forma unei scheme electrice echivalente.

Factorii care condiţionează posibilitatea efectuării acestor înlocuiri sînt următorii : variaţia parametrilor de regim în sistemul înlocuit să aibă loc în limite suficient de restrînse pentru ca aproximaţiile folosite să nu conducă la erori mari, structura internă a sistemului aproximat să nu sufere modificări; efectul variaţiilor parametrilor de regim în sistemul înlocuit asupra preciziei ansamblului calculelor să fie mic sau precizia urmărită să nu fie prea mare. În cazul în care între sistemul aproximat şi restul ansamblului interconectat, există o singură legătură de interconexiune, funcţia de răspuns trebuie să stabilească o relaţie între puterea activă şi reactivă pe legătura de interconexiune şi parametrii de regim ai nodului de referinţă (tensiunea şi frecvenţa) (vezi anexa nr. 1). Dacă structura sistemului aproximat este bine determinată, iar regulatoarele de viteză ale grupurilor generatoare stabilesc o relaţie univocă între puterea debitată de acestea şi frecvenţa sistemului (reglajul se face după caracteristici statice constante), la fel şi regulatoarele de tensiune reglează după caracteristici determinate, răspunsul staţionar al sistemului la perturbaţii exterioare va putea fi caracterizat de relaţiile

$$P = P(f, U), \tag{1}$$

$$Q = Q(f, U), \tag{2}$$

unde P şi Q sînt puterile active şi reactive pe legătura de interconexiune, măsurate în nodul de referinţă, U este tensiunea în nodul de referinţă, iar f este frecvenţa ansamblului interconectat. Funcţiile de mai sus, depind numai de structura internă a sistemului, astfel încît deducerea lor poate fi făcută independent de structura ansamblului exterior. Pentru sistemul exterior, cunoaşterea acestor relaţii este suficientă, întrucît cu ajutorul lor şi ţinînd seama de relaţiile care descriu funcţionarea reţelei şi a elementelor ansamblului, se pot determina pentru fiecare regim atît valorile celor patru parametri de regim P, Q, f şi U ai legăturii de interconexiune, care intervin în relaţiile (1) precum şi valoarea defazajului tensiunii U faţă de o axă de referinţă oarecare legată de sistemul exterior. Pe de altă parte, pentru sistemul înlocuit, valorile date ale frecvenţei şi tensiunii determină în mod univoc toate valorile parametrilor de regim în toate nodurile şi ramurile sistemului, deci implicit şi defazajele faţă de

tensiunea din nodul de interconexiune și deci — dacă faza acesteia este fixată — și defazajele față de o axă de referință exterioară (vezi anexa nr. 1).

Relația (2) de mai sus, este în unele cazuri greu de manipulat, în special pentru determinări experimentale. În cazul în care sistemul al cărui răspuns se determină face parte dintr-un ansamblu foarte puternic, este posibil ca la variații mici de frecvență să apară variații mari de putere activă și reactivă pe legătura de interconexiune. Pentru aceste cazuri, este mai comodă utilizarea relației (3)

$$Q = Q(P, U), \tag{3}$$

care rezultă prin eliminarea parametrului f din relația (2), ținînd seama de relația dintre P, f și U (1).

Dacă în sistem există un reglaj secundar de frecvență, astfel încît frecvența se menține constantă, putem distinge trei cazuri.

a) Dacă sistemul al cărui răspuns se caută, nu participă la reglarea frecvenței, relațiile (1), (2), (3) devin

$$\begin{aligned} P &= P(U), \\ Q &= Q(U). \end{aligned} \tag{3'}$$

b) Dacă sistemul al cărui răspuns se caută, participă la reglarea frecvenței, în așa fel încît să mențină constantă puterea pe legătura de interconexiune, relațiile (1), (2), (3) devin

$$\begin{aligned} P &= \text{const.}, \\ Q &= Q(U). \end{aligned} \tag{3''}$$

c) Dacă sistemul, al cărui răspuns se caută, participă la reglarea frecvenței într-un mod oarecare, există în general o lege bine determinată de repartiție, a puterilor active între centralele din sistemul respectiv, care reglează. (vezi anexa 1). În acest caz, nu se poate scrie o relație care să permită determinarea puterii active de schimb în funcție de parametrii nodului, deoarece puterea activă de schimb depinde de perturbațiile din restul sistemelor interconectate. Însă, pentru valori determinate ale tensiunii nodului și a puterii active de schimb, regimul fiecăreia dintre centralele reglante și deci a întregului sistem este complet determinat. Există deci și în acest caz o relație de forma :

$$Q = Q(P, U), \tag{3'''}$$

adică se poate stabili o relație între parametrii de regim ai legăturii de interconexiune, care să depindă numai de structura sistemului ce se interconectează.

Relația (3''') este valabilă pentru regimul staționar ce se stabilește în urma acțiunii reglajului secundar de frecvență, astfel că ea depinde de caracteristica de reglaj a frecvenței și anume de legea de repartiție a abaterilor de putere între centralele reglante din sistemul dat.

Vom denumi o asemenea relație între puterile reactive și active de schimb și tensiunea nodului de interconexiune (de forma (3) sau (3'''))

caracteristica nodală a puterii reactive. Trebuie remarcat că pentru un sistem, se pot determina în general două asemenea caracteristici şi anume — una pentru regimurile staţionare ce se stabilesc sub acţiunea reglajului primar de viteză (fără intervenţia reglajului secundar) şi o altă caracteristică pentru regimurile staţionare ce se stabilesc sub acţiunea reglajului secundar; ambele caracteristici prezintă importanţă practică. Relaţiile (3′) şi (3″) reprezintă cazuri particulare ale caracteristicii nodale a puterii reactive.

Determinarea analitică a unor astfel de relaţii de răspuns globale pentru sisteme complexe în funcţiune — necesare pentru proiectarea dezvoltării acestora, precum şi pentru studiul interconexiunilor — se loveşte de dificultăţi mari, întrucît ele depind de un mare număr de parametri; dar de multe ori nu se cunosc sau nu se cunosc cu suficientă precizie aceşti parametri: reactanţele reale ale maşinilor sincrone — ţinînd seama şi de efectul saturaţiei; statismul regulatoarelor de tensiune, viteză şi frecvenţă; caracteristicile sarcinilor. Aceasta are ca efect, fie necesitatea unor ample determinări experimentale pe diferite elemente ale sistemului, fie nepotriviri mari între rezultatele calculului analitic şi funcţia reală. Pentru cazurile menţionate, precum şi ca mijloc de verificare a calculelor analitice, se preconizează determinarea experimentală a *caracteristicii nodale a puterii reactive.*

Practic nu este posibilă decît determinarea unei aproximaţii de ordinul întîi şi eventual de ordinul doi a funcţiei studiate. În prezenta lucrare se dau indicaţii pentru deducerea acestora, din înregistrările watmetrelor, varmetrelor, frecvenţmetrelor şi voltmetrelor înregistratoare conectate în nodul studiat; se dau exemple de utilizare a aproximaţiei liniare a caracteristicii nodale a puterii reactive; se extrapolează această caracteristică pentru un domeniu mai larg de variaţie, cu ajutorul schemelor echivalente; se construieşte o topogramă permiţînd o evaluare expeditivă a variaţiei parametrilor de regim ai nodului considerat pentru anumite variaţii ale condiţiilor de funcţionare şi determinarea regimului limită, din punct de vedere al stabilităţii statice.

Într-o serie de studii efectuate în Institutul de energetică [1] [6], curba $Q = f(U)$ — la puteri active constante — şi derivata acesteia $\left(\frac{\partial Q}{\partial U}\right)_{(P=\text{const.})}$ introduse de I. S. Bruk şi I. M. Marcovici [7], erau utilizate în studiul stabilităţii statice şi a regimurilor staţionare, în special cu ajutorul diagramei nodale a curenţilor de scurtcircuit (P. Dimo). În sensul prezentei lucrări, curba $Q = f(U)$ reprezintă astfel un caz particular al caracteristicii nodale a puterii reactive.

De asemenea, s-a utilizat şi în această lucrare exprimarea puterilor active şi reactive în funcţie de curenţii de scurtcircuit echivalenţi ca fiind comodă în analiza nodurilor; sistemul de axe de referinţă folosit a fost cel utilizat şi în analiza grafică [6], [8] adică s-au reprezentat pe abscisă puterile reactive şi curenţii reactivi, iar pe ordonată puterile active şi curenţii activi.

2. APROXIMAȚIA LINIARĂ A CARACTERISTICII NODALE A PUTERII REACTIVE

Pentru variații mici *) ale tensiunii nodului și a puterii active debitate spre nod de sistemul a cărui caracteristică se reprezintă, este posibilă înlocuirea funcției (3), prin aproximația ei liniară

$$\Delta Q = q_u \Delta U + q_p \Delta P, \qquad (4)$$

unde

$$\Delta Q = Q - Q_0;$$

$$\Delta U = U - U_0; \quad \Delta P = P - P_0.$$

La limită, cînd intervalul $[\pm \Delta U; \pm \Delta P]$ tinde către zero

$$\lim_{\substack{\Delta U \to 0 \\ \Delta P \to 0}} q_u = \frac{\partial Q}{\partial U}(U_0, P_0)_{P = \text{const.}};$$

$$\lim_{\substack{\Delta U \to 0 \\ \Delta P \to 0}} q_p = \frac{\partial Q}{\partial P}(U_0, P_0)_{U = \text{const.}}$$

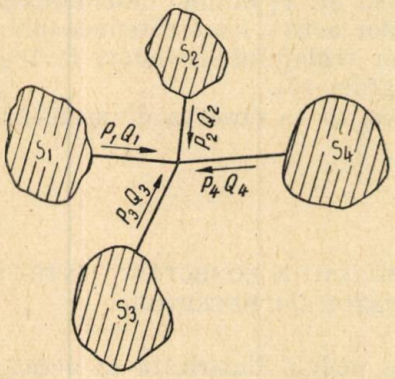


Fig. 1. — Reprezentarea schematică a sistemelor interconectate, ale căror caracteristici nodale se determină.

În continuare se dau cîteva aplicații ale acestei aproximații liniare.

2.1. EFECTUL VARIAȚIEI CIRCULAȚIEI PUTERII ACTIVE

Dacă într-un nod în care se interconetează n sisteme componente, ale căror caracteristici nodale de putere reactivă sînt cunoscute sub forma (2), se modifică puterile active debitate în nod cu ΔP_1, $\Delta P_2 \ldots \Delta P_i$, ΔP_n, rezultă următoarele variații ale tensiunii în nod și a circulației de puteri reactive pe cele n ramuri ce converg spre nod

$$\Delta U = -\frac{\sum_{i=1}^{n} q_{p_i} \Delta P_i}{\sum_{i=1}^{n} q_{u_i}}$$

(indicele i se referă la sistemul component considerat).

$$\Delta Q_i = q_{u_i} \Delta U + q_{p_i} \Delta P_i \qquad (5)$$

Pentru respectarea bilanțului puterilor active și reactive în nodul de interconexiune, receptoarele conectate în acest nod vor fi reprezentate de asemenea prin caracteristicile lor liniarizate de forma (4) (se va ține seamă în acest caz de faptul că mărimile Q_i și P_i sînt negative).

Modificarea repartiției puterilor active într-un sistem fără reglaj secundar de frecvență, poate fi datorită numai unor modificări structu-

*) Modul de apreciere al domeniului în care este admisibilă înlocuirea caracteristicii prin aproximația ei liniară, este prezentat în paragraful 6.5.

rale în unele din sistemele interconectate, sau conectării unor noi elemente în nodul de interconexiune; în acest caz, pentru aplicarea relațiilor (3), trebuie cunoscute caracteristicile corespunzătoare noii situații. Dacă există reglaj secundar de frecvență și dacă legea de repartiție a puterilor în interiorul fiecărui sistem (vezi relația 1. I-anexa nr. 1) rămîne neschimbată, este posibilă modificarea repartiției puterilor active între sistemele interconectate prin modificarea caracteristicilor reglajului secundar, fără să se schimbe coeficienții ce intervin în relațiile (5).

La variația circulației puterilor active, se va observa de asemenea ca să fie respectată relația

$$\sum \Delta P_i = 0.$$

2.2. EFECTUL INTERCONECTĂRII SISTEMELOR (SAU A CONECTĂRII ÎNTR-UN NOD A UNUI NOU ELEMENT GENERATOR SAU RECEPTOR)

Pentru a putea utiliza caracteristica nodală liniarizată în această problemă, este necesar ca: *a*) puterile active schimbate P_s să fie mici față de puterea în funcțiune a sistemului principal; *b*) să se cunoască pentru ambele sisteme caracteristica puterii reactive în nodul considerat *) astfel încît să se poată pesupune că legătura se realizează printr-un element lipsit de pierderi de puteri active sau reactive.

Pentru interconectarea a două sisteme (în ale căror caracteristici au fost înglobate și acelea ale receptoarelor din nodul de interconexiune), notînd

$$\Delta P_1 = -\Delta P_2 = P_s; \quad \Delta U_1 = U - U_{01}; \quad \Delta U_2 = U - U_{02}$$

și ținînd seama de echilibrul puterilor reactive în nod, rezultă

$$U = \frac{(q_{p2} - q_{p1}) + q_{u1} U_{01} + q_{u2} U_{02}}{q_{u1} + q_{u2}} \quad \text{– tensiunea în nod, după interconectare;} \tag{6}$$

$$Q_s = q_u (U - U_{01}) + q_{p1} P_s \quad \text{– puterea reactivă schimbată între cele două sisteme.}$$

Dacă circulația puterilor este determinată de reglajul primar, valoarea puterii active de schimb trebuie determinată în prealabil, pe baza unui raționament analog cu cel din paragraful 2.3.

2.3. EFECTUL UNEI VARIAȚII A SARCINII DIN NOD, ÎN CAZUL REGLĂRII PUTERII ACTIVE DUPĂ O CARACTERISTICĂ STATICĂ

În cazul reglării statice a mașinilor primare, dacă se ține seama de pierderi și de caracteristicile de tensiune ale receptoarelor, rezultă că

*) În anexa 3, se indică modul de deducere a caracteristicii raportate în cazul adăugării unei linii de interconexiune.

puterea activă debitată de un sistem component al unui ansamblu, într-un nod, depinde de tensiunea nodului și de frecvență

$$P = P(U, f). \tag{7}$$

Această funcție poate fi aproximată printr-o expresie liniară

$$\Delta P = p_u \Delta U + p_f \Delta f, \tag{8}$$

unde

$$\Delta P = P - P_0; \ \Delta U = U - U_0; \ \Delta f = f - f_0.$$

Valorile de referință P_0, vor fi diferite pentru fiecare din sistemele componente fiind egale cu puterile debitate în nod, înainte de apariția variației de sarcină.

Pentru tensiuni se pot lua ca valori de referință, fie o valoare comună egală cu tensiunea din nod înainte de variația sarcinii, fie valori diferite pentru fiecare din sistemele componente. Pentru frecvență, valoarea de referință va fi în general valoarea nominală a frecvenței sistemului.

Noul receptor conectat în nod, a cărui putere este considerată suficient de mică pentru ca variațiile parametrilor de regim din nod să fie mici, poate fi de asemenea reprezentat prin caracteristicile linearizate de putere activă și reactivă

$$P_r = P_{0r} + p_r (U - U_{0r}),$$
$$Q_r = Q_{0r} + q_r (U - U_{0r}).$$

Din relațiile de echilibru ale puterii active și reactive în nod, rezultă variațiile frecvenței sistemului interconectat, tensiunea și noua circulație a puterii active și reactive în nodul de interconexiune

$$U = \frac{Q_{0r} + \sum_{i=1}^{n} (q_{ui} U_{0i}) - q_r U_{0r} + \sum_{i=1}^{n} (q_{pi} p_{ui} U_{0i}) - \Delta f_a \sum_{1}^{n} q_{pi} p_{fi}}{\sum q_{ui} - q_r - k_{fu} \sum_{1}^{n} p_{fi} q_{pi}},$$

$$\begin{aligned} \Delta f &= \Delta f_a - k_{fu} U, \\ \Delta P_i &= p_{ui} (U - U_{0i}) + p_{fi} \Delta f, \\ \Delta Q_i &= q_{ui} (U - U_{0i}) + q_{pi} \Delta P_i, \end{aligned} \tag{9}$$

unde

$$\Delta f_a = \frac{P_{0r} + \sum_{1}^{n} (p_{ui} U_{0i}) - p_r U_{0r}}{\sum p_{fi}},$$

$$k_{fu} = \frac{\sum_{1}^{n} p_{ui} - p_r}{\sum p_{fi}}.$$

Dacă pentru variațiile de tensiune, se ia o valoare comună de referință U_0, relațiile de mai sus se simplifică

$$\Delta U = \frac{Q_{0r} - \Delta f_b \sum_1^n q_{pi} p_{fi}}{\sum q_{ui} - q_r + \sum q_{pi} (p_{ui} - p_{fi} k'_{fu})}, \qquad (9')$$

$$\Delta f = \Delta f_b - k'_{fu} \Delta U,$$

unde

$$\Delta f_b = \frac{P_{0r}}{\sum p_{fi}} \; ; \quad k'_{fu} = \frac{\sum p_{ui} - p_r}{\sum p_{fi}},$$

iar dacă nu se ține seama de efectul variațiilor de tensiune asupra caracteristicii puterii active ($p_{ui} = p_r = 0$)

$$\Delta f = \frac{P_{0r}}{\sum p_{fi}} \; ; \quad \Delta U = \frac{Q_{0r} - \Delta f \sum q_{pi} p_{fi}}{\sum q_{ui} - q_r}. \qquad (9'')$$

3. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A COEFICIENȚILOR APROXIMAȚIILOR LINIARE ALE CARACTERISTICILOR NODALE

Construirea unor funcții caracteristice ale unui sistem electro-energetic oarecare, presupune invarianța riguroasă a structurii sistemului respectiv. În realitate, prin modificarea structurii și a reglajului sarcini și ca urmare a acesteia, prin modificarea reglajului și chiar a numărului elementelor generatoare și prin intervenția unor fenomene tranzitorii, caracteristica sistemului se schimbă continuu.

Acesta este unul din motivele pentru care calculele de regimuri nu trebuie conduse cu o mare precizie. Aceasta îngreunează însă totodată determinarea experimentală a caracteristicilor sistemului.

Făcînd experimentările într-un interval de timp în care nu există variații importante ale sarcinii și utilizînd metodele statisticii matematice, este posibilă determinarea unei caracteristici medii.

Relația dintre cei trei parametri de regim ai nodului de interconexiune fiind exprimată sub forma $Q = Q(U, P)$ în care U și P sînt considerați independenți, se poate introduce o variabilă aleatorie „ε_Q" $\varepsilon_Q = a_Q - Q(U, P)$. Această mărime este egală cu diferența dintre valoarea măsurată a_Q a puterii reactive de schimb corespunzătoare valorilor U și P măsurate, ale tensiunii și puterii active de schimb și valoarea teoretică $Q(U, P)$ pe care puterea reactivă ar lua-o pentru aceleași valori U și P conform relației matematice (3). Valorile mărimii ε_Q sînt determinate de

a) erorile de măsură pentru cele trei mărimi Q, U și P;

b) erorile datorite aproximării relației exacte, corespunzătoare structurii complexe a sistemului studiat, printr-o funcție simplă de gradul unu sau doi;

c) erorile datorite variației permanente a caracteristicilor reale ale elementelor sistemului: fluctuațiile sarcinii, oscilațiile mașinilor, fenomenele tranzitorii în mașini și regulatoare.

Pentru ca valorile cele mai probabile ale parametrilor funcției căutate, să rezulte din condiția ca media pătratică a mărimii ε_Q să fie minimă, componentele *a*) și *c*) de mai sus ale acestei mărimi trebuie să respecte anumite condiții pentru un număr N de măsurători, suficient de mare și anume

$$-\bar{\varepsilon}_Q = \frac{1}{N}\Sigma\varepsilon_Q = 0, \tag{10}$$

$$-\overline{(\varepsilon_Q^2)} = \frac{1}{N}\sum_1^N \varepsilon_Q^2 = \sigma_Q^2 \quad \text{(independent de } U \text{ și } P\text{)},$$

— pentru diferite puncte, valorile ε_Q sînt independente,

— pentru fiecare punct, ε_Q urmează legea normală.

Presupunerea că ele respectă efectiv aceste condiții este admisibilă și corespunde ipotezelor uzuale în studiul erorilor de măsură, deoarece ele rezultă ca efect al suprapunerii unui mare număr de factori întîmplători, independenți între ei și care alternează ca semn. Pentru a înlătura complet posibilitatea intervenției unor erori sistematice datorite unei variații permanente într-un singur sens a sarcinii sistemului, se va alterna sensul perturbațiilor exterioare. Ca rezultat al însumării unui număr mare de variabile aleatorii, termenii *a*) și *c*) ai mărimii ε_Q vor tinde către o distribuție normală. În cazul în care efectele datorite modificării permanente a structurii sistemului sînt însă mari, față de efectele datorite perturbațiilor exterioare, pot interveni erori importante. Studiul acestor erori este util pentru precizarea condițiilor de efectuare a încercărilor; în acest scop sînt calculate în anexa nr. 2, erorile datorite perturbațiilor interne ale sistemului. Se observă că în cazul în care structura sistemului asigură independența dintre variațiile sarcinii interne și cele ale puterii de schimb, aceste erori tind către zero pentru un număr suficient de mare de date înregistrate. În caz contrar, pentru ca aceste erori să fie mici este necesar ca în timpul înregistrărilor să fie asigurate prin condițiile de exploatare sau provocate experimental, variații de cîteva ori mai mari ale parametrilor de regim ai legăturii de interconexiune datorită perturbațiilor exterioare, față de cele datorite micilor modificări structurale interioare întîmplătoare. Ordinul de mărime al erorii de determinare a parametrilor caracteristicii nodale este proporțional cu inversul pătratelor abaterilor tip, iar ordinul de mărime al erorii în determinarea variației puterii reactive, este practic același fie că se folosesc în calcule valorile exacte sau valorile determinate experimental pentru parametrii caracteristicilor, cu condiția ca micile variații întîmplătoare ale structurii sistemului să intervină în același fel atît în timpul încercărilor cît și în momentul pentru care se face predeterminarea prin calcul.

În ceea ce privește componenta erorilor datorite aproximării expresiei exacte a caracteristicii nodale printr-o funcție mai simplă, condiția ca media pătratică a erorilor să fie minimă, va conduce la cea mai bună

aproximație, pentru domeniul de variație a parametrilor acestei funcții, corespunzînd încercărilor. Posibilitatea extrapolării funcției obținute, poate fi estimată prin raționamente făcute asupra schemei echivalente, în cazul utilizării aproximației liniare (vezi par. 5). În cazul utilizării aproximamației de gradul doi, posibilitatea extrapolării ei trebuie judecată în funcție de o cunoaștere mai precisă a structurii sistemului, ea depinzînd de domeniul pentru care sînt admisibile ipotezele făcute la alegerea tipului de schemă echivalentă care a stat la baza acestei aproximații : menținerea constantă a caracteristicilor de reglaj de tensiune, respectiv de viteză sau frecvență, posibilitatea liniarizării funcției ce exprimă dependența curentului de scurtcircuit al generatorului echivalent, de puterea activă debitată și de tensiune precum și a funcției care exprimă dependența curentului sarcinii echivalente de tensiune.

Se observă că datorită variației aleatorii a valorilor măsurate pentru parametrii de regim ai legăturii de interconexiune, precum și datorită utilizării unei forme simple aproximative, în locul expresiei exacte a caracteristicii nodale, se substituie o corelație între aceste mărimi, și astfel după cum este cunoscut din teoria corelațiilor, se pot determina trei asemenea corelații, după cum metoda minimalizării erorii medii pătratice, se raportează la cele trei forme de exprimare a caracteristicii nodale

$$-\ Q = F_Q(U, P),$$
$$-\ P = F_P(U, P),$$
$$-\ U = F_U(U, P).$$

Expresiile celor trei corelații tind însă către o valoare comună, pe măsură ce scad erorile de măsură și perturbațiile interne precum și pe măsură ce funcția folosită pentru exprimarea analitică a corelației se apropie de funcția corespunzătoare relațiilor fizice determinate între parametrii legăturii de interconexiune, de către structura sistemului al cărui răspuns la perturbații exterioare se studiază.

Se estimează coeficienții necunoscuți ai funcției căutate aplicînd metoda verosimilității maxime, respectiv metoda celor mai mici pătrate.

Pentru determinarea aproximației liniare a caracteristicii de putere reactivă a unui sistem, se vor utiliza N puncte ale acestei caracteristici, obținute fiecare prin măsurarea simultană a tensiunii nodului și a puterilor active și reactive debitate de sistemul respectiv spre un receptor (exterior sistemului) sau spre un alt sistem. În general, variațiile acestor mărimi în exploatarea normală se datoresc în egală măsură cauzelor perturbatoare exterioare ca și celor interioare ale sistemului. De aceea, se vor mări artificial variațiile datorite unor perturbații exterioare prin conectarea și deconectarea succesivă, sau prin reglarea în limite largi, a unui element generator sau receptor, din nodul de interconexiune. Acest element perturbator va fi considerat exterior sistemului pentru care se determină caracteristica.

Dacă se urmărește obținerea unei caracteristici globale a sistemului, măsurarea puterilor active și reactive se poate face chiar la bornele elementului perturbator. Pentru determinări mai exacte, se va construi

caracteristica fiecărei ramuri (sau grup de ramuri) conectate în nod, măsurînd separat puterile active și reactive corespunzătoare. Separarea efectului variației tensiunii de acela al variației puterii active, va fi mai ușoară dacă se vor alterna perturbațiile în care predomină variația puterii reactive cu cele în care predomină variația puterii active. Alternarea sensului variațiilor, permite eliminarea efectului unor eventuale erori datorite unor variații structurale lente dar sistematice ale sistemului.

Dacă variațiile puterii active produc variații sensibile ale frecvenței sistemului, este posibilă pe baza aceleiași înregistrări, completate cu înregistrări de frecvență construirea aproximației liniare a caracteristicii puterii active. În cazul unor variații mici a puterii din nod, față de puterea în funcțiune în sistem precum și în cazul unui reglaj astatic de frecvență se va putea considera frecvența constantă, ceea ce va permite deducerea coeficientului p_u din expresia (8).

Cel de-al doilea coeficient p_f, va fi determinat prin încercări speciale [11]; completarea încercărilor privind caracteristicile $P(f)$ cu înregistrări de tensiune în nodul în care au loc perturbațiile, va permite o determinare mai precisă a statismului rezultant al sistemului. În cazul existenței unui reglaj secundar de frecvență, este posibilă determinarea caracteristicilor nodale, în două alternative : cu reglajul secundar în funcțiune și cu reglajul secundar scos din funcțiune. Prima alternativă prezintă interes pentru predeterminarea regimurilor staționare iar a doua pentru evaluarea fluctuațiilor de scurtă durată și a posibilității pierderii stabilității statice în timpul acestor fluctuații.

Pentru a obține valori simultane pentru mărimile (Q, U, P) respectiv pentru (P, U, f) este necesară înregistrarea acestor mărimi cu o viteză corespunzătoare frecvenței perturbațiilor.

Dispunînd de un număr suficient de mare N de puncte s (avînd drept coordonate valorile măsurate simultan ale mărimilor Q, P, U, f), se vor putea calcula valorile empirice ale mediilor dispersiilor și coeficienților de corelație. Pentru o scriere mai compactă vom utiliza notația

$$a_{ls} - \text{unde } l = Q, U, P, f,$$

pentru valorile obținute din măsurători, în momentul s.

Dacă notăm cu

$$\bar{a}_l = \frac{1}{N} \sum_{s=1}^{N} a_{ls} \qquad \text{— valorile empirice ale mediilor } (l = Q, U, P, f);$$

$$\Delta a_{ls} = a_{ls} - \bar{a}_l \qquad \text{— abaterea mărimii } l\ (Q, U, P, f) \text{ în punctul } s; \quad (11)$$

$$\sigma_l^2 = \frac{1}{N} \sum_{s=1}^{N} (\Delta a_{ls}^2) \qquad \text{— valorile empirice ale dispersiilor } (l = Q, U, P, f);$$

$$\rho_{lk} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{s=1}^{N} \Delta a_{ls} \Delta a_{ks}}{\sigma_l \sigma_k} \qquad (lk = QU, QP, PU, Pf, fU)$$

rezultă [9] următoarele relații pentru calculul coeficienților aproximațiilor iniare ale caracteristicilor, de forma (2) și (4)

$$Q_0 = \overline{Q}; \quad U_0 = \overline{U}; \quad P_0 = \overline{P}; \quad f_0 = \overline{f},$$

$$q_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_q} \cdot \frac{\rho_{qu} - \rho_{pu}\rho_{qp}}{1 - \rho_{qu}^2},$$

$$q_p = \frac{\sigma_p}{\sigma_q} \cdot \frac{\rho_{qp} - \rho_{pu}\rho_{qu}}{1 - \rho_{qp}^2}, \tag{12}$$

$$p_u = \frac{\sigma_u}{\sigma_p} \cdot \frac{\rho_{pu} - \rho_{fu}\rho_{pf}}{1 - \rho_{pu}^2},$$

$$p_f = \frac{\sigma_f}{\sigma_p} \frac{\rho_{pf} - \rho_{fu}\rho_{pu}}{1 - \rho_{pf}^2}.$$

La utilizarea coeficienților empirici ai caracteristicilor nodale liniarizate, trebuie avut în vedere că valabilitatea acestora este limitată numai la domeniul în care nu apar modificări structurale sensibile în sistemul respectiv. De exemplu acești coeficienți se modifică dacă pentru generatoarele având o contribuție importantă în nodul respectiv, se trece de la caracteristica cu reglaj de excitație, la aceea cu excitație constantă, prin atingerea valorii maxime admisibile în regim permanent a curentului de excitație, sau dacă mașinile primare ating puterea dela care limitatorul de putere împiedică funcționarea regulatorului de viteză. În asemenea cazuri, coeficienții empirici trebuie determinați din nou, în condiții de funcționare similare celor pentru care urmează să fie aplicați.

4. EXTRAPOLAREA CARACTERISTICII NODALE A PUTERII REACTIVE CU AJUTORUL SCHEMELOR ECHIVALENTE

Pentru extrapolarea caracteristicii nodale a puterii reactive dincolo de limitele valabilității aproximației liniare a acestei caracteristici, se poate folosi o schemă echivalentă simplă (fig. 2) formată dintr-o sursă de curent constant ca amplitudine având la borne un receptor cu caracteristicile

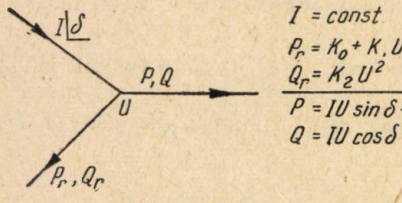


Fig. 2. — Schema dipolului echivalent utilizat.

$$P_r = K_0 + K_1 U^2,$$
$$Q_r = K_2 U^2. \tag{13}$$

O asemenea schemă reproduce mai exact decît aproximația liniară, caracteristicile reale ale puterii reactive, debitate în nod, din următoarele motive :

1) Curentul debitat de un generator, poate fi evaluat cu suficientă precizie pentru un domeniu relativ larg de variații ale tensiunii și ale unghiului intern, printr-o caracteristică de forma

$$\bar{I}_g = I_{g0} e^{j\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right)} - \bar{y}_g U \qquad \begin{cases} \text{cu } I_{g0} = \text{constant}, \\ \text{și } \bar{y}_g = \text{constant}, \end{cases} \tag{14}$$

chiar dacă se ține seama de efectul disimetriei rotorului, de saturație sau de caracteristica statică a reglajului tensiunii. Datorită inegalității reactanțelor pe axa directă și inversă a generatorului sincron, expresia corectă a curentului debitat, este

$$\bar{I}_g = \frac{E_d}{X_d} e^{j\theta} - U \frac{X_q - X_d}{2 X_d X_q} e^{2j\theta} - j U \frac{X_d + X_q}{2 X_d X_q}. \tag{14'}$$

$$\left(\theta = \frac{\pi}{2} - \delta\right)$$

Termenul al doilea al acestei expresii este mai mic decît ceilalți doi termeni; de aceea, acest termen poate fi aproximat pentru intervalul $\{\theta = \theta_0 \pm \Delta\theta;\ U = U_0 \pm \Delta U\}$ printr-o expresie de forma (14).

$$U e^{2j\theta} \simeq k\, U_0\, e^{j\theta_0} e^{j\theta} + (1 - k)\, U\, e^{2j\theta_0} \tag{15}$$

(valoarea coeficientului k depinde de importanța relativă a termenilor ΔU și $2U_0\, \Delta\theta$).

Se obține astfel pentru $\bar{I}_g$ o expresie de forma (13), în care

$$I_{g0} = \left| \frac{E_d}{X_d} + k \frac{X_d - X_q}{X_d X_q} U_0 e^{j\theta_0} \right|,$$

$$\gamma_0 = \theta_0 + \operatorname{arc\,tg} \frac{k \dfrac{X_d - X_q}{X_q} \dfrac{U_0}{E_d} \sin\theta_0}{1 + k \dfrac{X_d - X_q}{X_q} \cdot \dfrac{U_0}{E_d} \cos\theta_0}, \tag{16}$$

$$\bar{y}_g = \frac{j(X_d + X_q) + (1 - k)(X_q - X_d) e^{2j\theta_0}}{2 X_d X_q}.$$

Aproximînd caracteristica de saturație a generatorului printr-o dreaptă, pentru anumite domenii, problema aproximării curentului debitat de un generator saturat, se reduce la problema generatorului cu poli aparenți, cu deosebirea că în acest caz E_d și X_d se înlocuiesc cu mărimile E_{sd} și X_{sd} ce intervin ca parametri în expresia aproximației liniare a componentei longitudinale a curentului. În mod similar se explică și posibilitatea utilizării unei expresii de forma propusă, în cazul în care intervine reglajul tensiunii: statismul considerat în domeniul dat, intervine sub forma unei reactanțe echivalente.

2) În cazul mai multor generatoare în paralel, ale căror unghiuri interne variază sub acțiunea reglajului primar și secundar, o expresie

liniară de forma (14) va permite aproximarea variațiilor curentului total debitat spre nod, ținînd seama atît de efectul variațiilor de tensiune, cît și de efectul variațiilor puterii debitate de grupul de generatoare.

Curentul debitat de fiecare generator, se poate exprima sub forma

$$\bar{I}_{gi} = I_{gi0}\, e^{j\theta_i} - \bar{y}_{gi}\, U = I_{gi0}\, e^{j\theta} + I_{gi0}\,(e^{j\theta_i} - e^{j\theta}) - \bar{y}_{gi}\, U, \qquad (17)$$

unde θ este o valoare medie — stabilită într-un mod oarecare — a unghiurilor interne θ_i.

Termenul al doilea din expresia (17) este cu atît mai mic, cu cît unghiurile interne ale generatoarelor considerate, vor fi mai apropiate între ele. Acest termen depinde atît de puterea debitată de grupul de generatoare, cît și de tensiunea nodului; ținînd seama de legea de repartiție a puterilor active între generatoare, se va putea utiliza în domeniul $P_0 \pm \Delta P$, $U_0 \pm \Delta U$ aproximația

$$e^{j\theta_i} - e^{j\theta} = \bar{a}_i + \bar{b}_i\, e^{j\theta} + \bar{c}_i\, U. \qquad (18)$$

Introducînd aproximația (18) în relațiile (17) și însumînd aceste relații, rezultă o expresie de forma (14) în care

$$\begin{aligned} I_{g0} &= \left| \bar{a}_i + \left(\sum_1^n I_{gi} + \bar{b}_i \right) e^{j\theta_0} \right|, \\ \gamma_0 &= \arg \left\{ \bar{a}_i + \left(\sum_1^n I_{gi} + \bar{b}_i \right) e^{j\theta_0} \right\}. \end{aligned} \qquad (19)$$

Se observă că această aproximație este cu atît mai bună, cu cît unghiurile interne ale generatoarelor echivalente diferă mai puțin între ele.

3) Efectul sarcinilor locale, precum și al pierderilor în rețea, poate fi aproximat prin efectul unui singur receptor echivalent avînd caracteristicile puterii, de forma

$$\begin{aligned} P &= P_0 + A_1\, U + B_1\, U^2, \\ Q &= A_0\, U + B_2\, U^2. \end{aligned} \qquad (20)$$

Înlocuind termenii de gradul întîi, din expresiile (20) ale puterii active și reactive ale consumatorului echivalent, printr-un consumator de curent constant

$$\bar{I}_s = A_1 + j\, A_2,$$

și în ipoteza unui generator echivalent ce debitează curentul

$$\bar{I}_g' = I_{g0}'\, e^{j\theta} - \bar{y}_g\, U^2$$

se ajunge la schema echivalentă din figura (2), unde

$$\begin{aligned} I_{g0} &= |\, I_{g0}'\, e^{j\theta_0} + \bar{I}_s\,|, \\ \gamma_0 &= \arg \{ \bar{I}_s + I_g'\, e^{j\theta_0} \}. \end{aligned} \qquad (21)$$

Această schemă echivalentă va conduce la erori cu atît mai mici, cu cît raportul $\frac{I_s}{I_g}$ este mai mic.

Relațiile (16), (19) și (21) nu au fost indicate pentru a fi utilizate în calculul parametrilor schemei echivalente, ci numai pentru justificarea alegerii unei scheme echivalente de tipul propus. Ele conțin o serie de coeficienți empirici ($k, \bar{a}_i, \bar{b}_i, \bar{c}_i, A_1, A_2$), care trebuie determinați astfel încît să se obțină cea mai bună aproximație pentru domeniul considerat.

Parametrii caracteristicii de puteri a schemei echivalente, vor depinde astfel, atît de parametrii schemei echivalente, cît și de acești coeficienți empirici. În cazul determinării experimentale a caracteristicilor nodale, atît parametrii elementelor schemei înlocuite, cît și coeficienții empirici se consideră necunoscuți și se determină direct valorile parametrilor caracteristicii puterii în nod, punînd condiția minimalizării mediei pătratice a abaterilor.

Pentru schema din figura 2, caracteristica puterii reactive, sub formă implicită, va fi

$$(P + K_0 + K_1 U^2)^2 + (Q + K_2 U^2)^2 = I^2 U^2. \tag{22}$$

Păstrînd pentru caracteristica puterii active o dependență liniară de frecvență, aceasta va avea expresia

$$P = P_0 + p_f (f - f_0) - K_1 U^2. \tag{23}$$

O primă aproximație a valorilor parametrilor K_0^0, K_1^0, K_2^0, I^0, p_f^0, se obține înlocuind pe o porțiune restrînsă a domeniului considerat, expresiile (21) și (22), prin aproximațiile lor liniare, de forma (4) și (8); coeficienții acestora se determină cu relațiile (11) și (12), observînd ca sumele din relațiile (11) să se extindă numai asupra punctelor cuprinse într-un domeniu suficient de restrîns, pentru ca utilizarea aproximației liniare să fie admisibilă și pentru ca în primă aproximație caracteristica medie să poată fi înlocuită prin caracteristica derivată.

Din relațiile (22) și (23) se obțin expresiile acelorași coeficienți prin derivare, în raport cu f, P și U. Rezultă astfel următoarele relații pentru determinarea — în primă aproximație — a parametrilor căutați

$$\begin{aligned}
&(Q_0 + K_2 U_0^2)^2 + (P + K_0 + K_1 U_0^2)^2 = I^2 U_0^2,\\
&(Q_0 + K_2 U_0^2)\, q_p + (P_0 + K_0 + K_1 U_0^2) = 0,\\
&(Q_0 + K_2 U_0^2)(q_u + 2 K_2 U_0) + (P_0 + K_0 + K_1 U_0^2) 2 K_1 U_0 = 2 I^2 U_0,
\end{aligned} \tag{24}$$

$p_u = -2 K_1 U_0$; $p_f = p_f$ — obținut din aproximația liniară,

de unde rezultă

$$\begin{aligned}
K_1^0 &= -\frac{p_u}{2 u_0},\\
I^0 &= \frac{2\sqrt{1 + q_p^2}}{1 - q_p^2}\left(\frac{Q_0}{U_0} + K_1 q_p - \frac{q_u}{2}\right),\\
K_2^0 &= \frac{I}{U_0\sqrt{1 + q_p^2}} - \frac{Q_0}{U_0^2},\\
K_0^0 &= P_0 + K_1 U_0^2 + (Q_0 + K_2 U_0^2)\, q_p.
\end{aligned} \tag{25}$$

Valori mai precise ale acestor parametri, se vor obține din condiția minimalizării abaterii medii pătratice—aplicată la totalitatea punctelor obținute prin măsurători.

Din relația (22) rezultă în planul P, Q — pentru fiecare valoare U_i un cerc având centrul în punctul

$$a = -K_0 - K_i U_i^2, b = -K_2 U_i^2,$$

și raza

$$r = I U_i$$

Distanța punctului $(P_i Q_i)$ față de acest cerc, va fi

$$\rho_i = \sqrt{(P_i - a)^2 + (Q_i - b)^2} - r = \sqrt{(P_i + K_0 + K_1 U_i^2)^2 + (Q + K_2 U_i^2)^2} - I U_i.$$

Considerînd pe U ca variabilă independentă—deci neafectată de erori — media pătratică a abaterilor va fi $\frac{1}{N}\sum_1^N \rho_i^2$ (N este numărul total al regimurilor înregistrate).

Notînd noile valori ale parametrilor

$$K_0 = K_0^0 + k_0; \; K_1 = K_1^0 + k_1; \; K_2 = K_2^0 + k_2; \; I = I^0 + i,$$

rezultă, pentru determinarea lor, ecuațiile normale

$$\begin{aligned}
&\sum_1^N (\alpha_i + \beta_i k_0 + \gamma_i k_2 + \eta_i i)\, \beta_i = 0,\\
&\sum_1^N (\alpha_i + \beta_i k_0 + \gamma_i k_2 + \eta_i i)\, \gamma_i = 0,\\
&\sum_1^N (\alpha_i + \beta_i k_0 + \gamma_i k_2 + \eta_i i)\, \eta_i = 0,
\end{aligned} \tag{26}$$

unde

$$\begin{aligned}
\alpha_i &= \sqrt{(P_i + K_0^0 + K_1^0 U_i^2)^2 + (Q_i + K_2^0 U_i^2)^2} - I^0 U_i,\\
\beta_i &= \frac{P_i + K_0^0 + K_1^0 U_i^2}{\alpha_i + I^0 U_i},\\
\gamma_i &= \frac{(Q_i + K_2^0 U_i^2) U_i^2}{\alpha_i + I^0 U_i},\\
\eta_i &= U_i.
\end{aligned}$$

În mod analog, se obțin noile valori ale parametrilor p_f și k_1

$$K_1 = K_1^0 + k_1; \; p_f = p_f^0 + k_3, \tag{27}$$

din relațiile

$$\begin{aligned}
&\sum_1^N (l_i + k_1 m_i + k_3 n_i)\, m_i = 0,\\
&\sum_1^N (l_i + k_1 m_i + k_3 n_i)\, n_i = 0,
\end{aligned}$$

unde

$$l_i = (P_i - P_0) - p_f^0 (f_i - f_0) - K_1^0 U_i^2,$$
$$m_i = f_i - f_0,$$
$$n_i = U_i^2.$$

Cu noile valori obținute pentru parametrii căutați, se poate obține o a treia aproximație a acestora, dacă în sistemele de ecuații (26) și (27) se înlocuiesc valorile obținute în prima aproximație prin cele corespunzătoare celei de-a doua aproximații.

În general însă, mărirea preciziei calculelor nu se justifică decît dacă se dispune de un mare număr de puncte înregistrate cu aparate de măsură înregistratoare de precizie și dacă pentru prelucrarea acestor date se folosesc mașini de calcul electronice.

În caz contrar, valorile de primă aproximație obținute cu relațiile (25), sînt suficiente.

Schema echivalentă ai cărei parametri au fost determinați experimental, poate fi utilizată la studiul variațiilor parametrilor de regim într-un domeniu mai larg decît aproximația liniară. Ea este utilă în deosebi în studiul analitic al sistemelor complexe, în care sistemul echivalent intervine ca parte componentă.

Pentru a ușura determinarea variațiilor parametrilor de regim, în cazurile în care trebuie studiate foarte multe regimuri ale unui sistem izolat, sau a unor sisteme interconectate, asupra cărora s-au făcut determinări experimentale, s-a construit o abacă circulară (fig. 3).

5. ABACA VARIAȚIILOR DE PUTERE ȘI UTILIZAREA EI

Cu ajutorul parametrului I, se determină o putere de bază N_B, la care se raportează puterile active (P) și reactive (Q) schimbate de sistemul respectiv cu alte sisteme (sau consumatori), la utilizarea abacei din figura 3.

$$N_B = I\, U_0;\ P^* = \frac{P}{N_B};\ Q^* = \frac{Q}{N_B}$$

Pe abaca variațiilor de puteri, s-au trasat cercurile concentrice

$$U^* = \frac{U}{U_0} = \text{const.},$$

și razele acestor cercuri

$$q_p = -\operatorname{tg}\delta = \text{const.}$$

Un punct reprezentativ al regimului de funcționare caracterizat prin parametrii de regim P, Q, U respectiv q_p, q_v, p_u, se găsește pe această abacă la intersecția dintre cercul $U^* = \frac{U}{U_0}$ și dreapta q_p. Punctul M_0

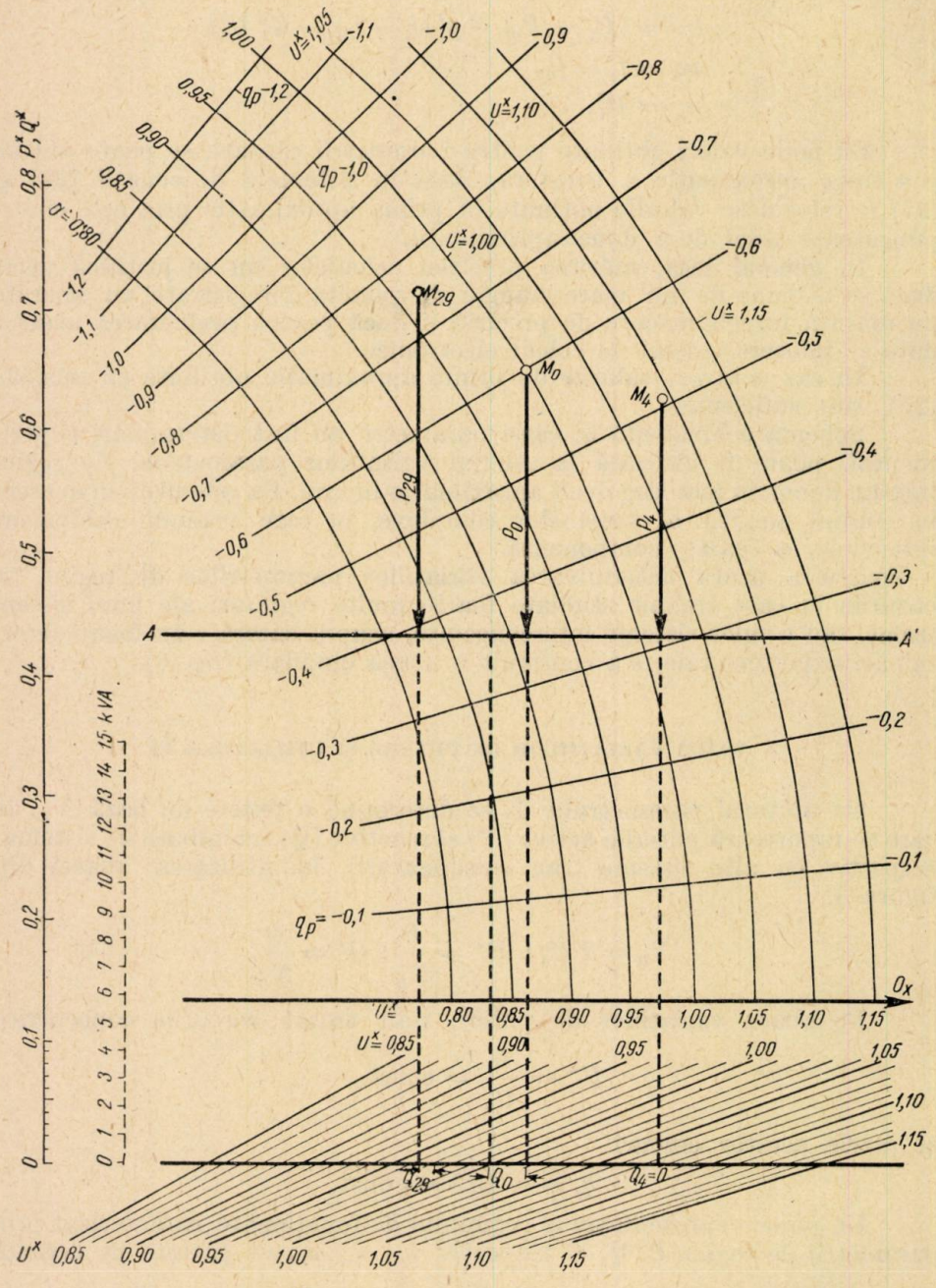


Fig. 3. — Abaca variațiilor de putere.

($U_0^* = 1$, q_{p0}) reprezintă regimul de referință, pentru care se cunosc toți parametrii

$$P_0,\ Q_0,\ U_0 - q_{p0},\ q_{u0},\ p_{u0}.$$

Față de acești parametri se determină variațiile de tensiune, putere activă și reactivă, la alte regimuri de funcționare ale aceluiași sistem.

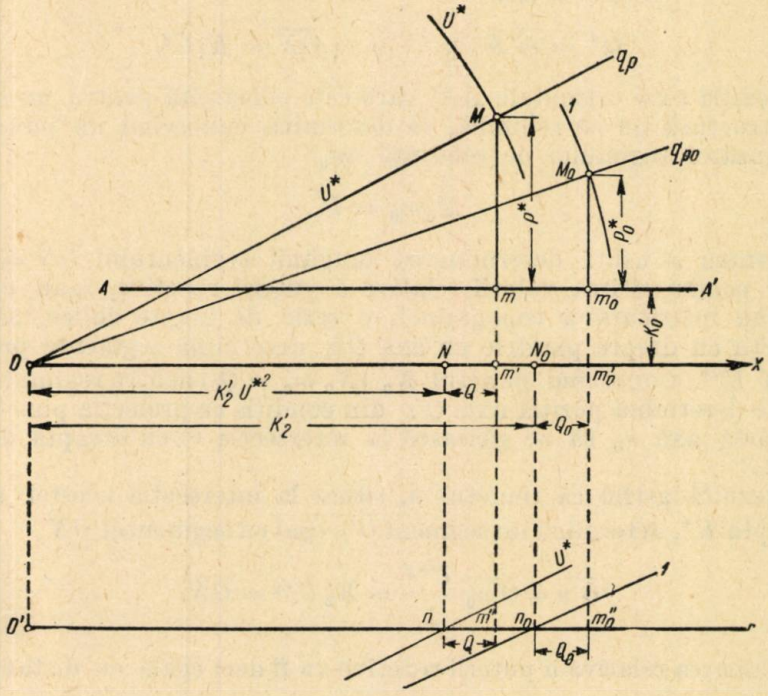


Fig. 4. — Diagrama de principiu a abacei variațiilor de putere, în cazul independenței puterii active de tensiune.

Modul de determinare al noilor valori ai parametrilor de regim, în cazul neglijării dependenței puterii active de tensiune, rezultă din reprezentarea grafică a relațiilor (15) redată în figura 4.

Pe această diagramă

$$P^* = \frac{P}{N_B};\quad Q^* = \frac{Q}{N_B};\quad U^* = \frac{U}{U_0},$$

$$K'_0 = \frac{K_0 + K_1 U_0^2}{N_B};\quad K'_2 = \frac{K_2 U_0^2}{N_B}.$$

(expresiile pentru K'_0 și K'_2 au fost redate numai pentru a arăta legătura dintre relațiile analitice și construcția grafică; ele nu sînt folosite în calcule).

Pentru un punct reprezentativ M, valoarea relativă a puterii active schimbate este egală cu distanța dintre punctul M și axa orizontală AA', iar valoarea relativă a puterii reactive schimbate este egală cu distanța dintre proiecția punctului M pe axa Ox și un punct N de pe aceeași axă situat la o distanță $K_2' U^{*2}$ de punctul O (centrul cercurilor concentrice $U^* = \text{constant}$)

$$P^* = \overline{Mm}$$

$$Q^* = \overline{m'N} \qquad \overline{ON} = K_1^2 U^2.$$

Poziția axei orizontale AA' care este constantă pentru un sistem a cărui structură nu se schimbă, se determină cunoscînd un punct al ei, corespunzător regimului de referință $-m_0$

$$\overline{M_0 m_0} = P_0^*.$$

Pentru a ușura determinarea lungimii segmentului $\overline{ON} = K_2' U^{*2}$, necesar pentru citirea valorii relative a puterii reactive, s-au construit în partea inferioară a topogramei, o serie de drepte oblice, ale căror intersecții cu drepte paralele cu axa Ox, determină segmente proporționale cu U^{*2}. Cunoscînd punctul N_0 ($\overline{N_0 m_0'} = Q_0^*$) pentru regimul de referință, se determină poziția axei $O'r$ din condiția ca proiecția punctului N_0 pe această axă n_0 să se găsească la intersecția ei cu dreapta de indice $U^* = 1$.

Rezultă astfel că punctul n, situat la intersecția acestei axe $O'r$, cu dreapta U^*, determină un segment $\overline{O'n}$ egal cu segmentul $\overline{ON}$

$$\overline{O'n} = \overline{O'n_0} \frac{U^{*2}}{1} = K_2' U^{*2} = \overline{ON}.$$

Valoarea relativă a puterii reactive va fi deci egală cu distanța

$$Q^* = \overline{nm''},$$

determinată pe axa $O'r$, de proiecția punctului reprezentativ M și de intersecția cu dreapta U^*.

În cazul general, dacă se ține seama și de dependența puterii active de tensiunea nodului, reprezentarea grafică a relațiilor (15) este cea din figura 5. Față de cazul precedent, diferența constă în faptul că termenul care variază cu pătratul tensiunii are pe lîngă componenta reactivă, și o componentă activă. Astfel segmentul ON, este înlocuit de segmentul, ON', avînd componentele

$$K_2' U^{*2} \text{ și } K_1' U^{*2},$$

astfel că în acest caz

$$K_0' = \frac{K_0}{N_B}; \; K_1' = \frac{K_1 U_0^2}{N_B}; \; K_2' = \frac{K_2 U_0^2}{N_B}; \; K'' = \sqrt{\left(\frac{K_0}{N_B}\right)^2 + K_1'^2}.$$

Poziția punctului N_0' se determină, ținînd seama că are aceeași abscisă cu N_0 și ordonata

$$K_1' = -\frac{p_u U_0}{2 N_B}.$$

Axa Or este astfel determinată (dacă punctul O nu este figurat pe abacă — v. fig. 3 — direcția Or este dată de raza locală, respectiv de direcția dreptelor $q_p = \text{const.}$).

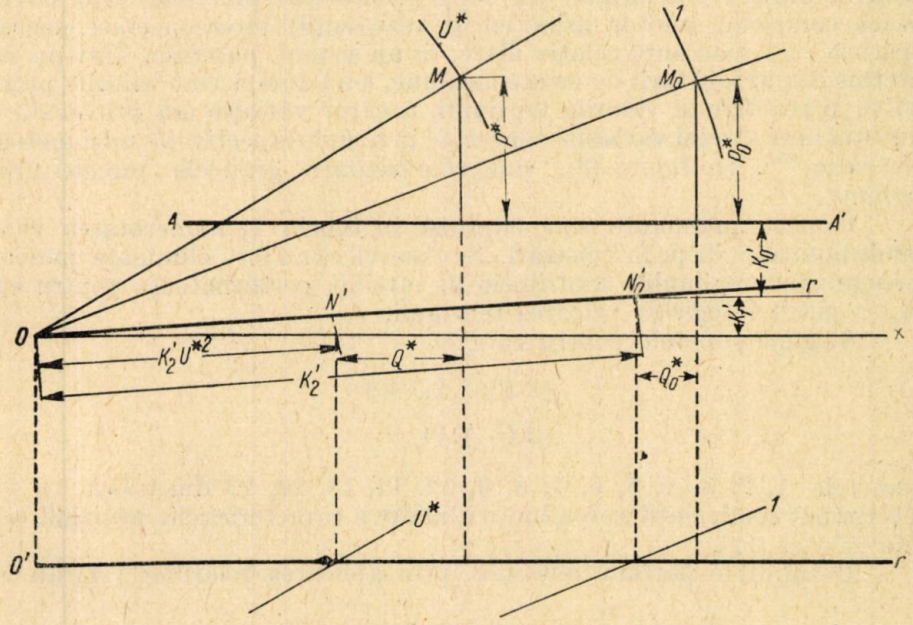


Fig. 5. — Diagrama de principiu a abacei variațiilor de putere, în cazul general.

Trasînd din punctul N_0' un arc de cerc (concentric cu cercurile $U^* = \text{const.}$) pînă la axa Ox și în prelungire o dreaptă paralelă cu axa ordonatelor pînă la intersecția cu dreapta $U^* = 1$, se determină poziția axei $O'r$ a cărei gradație se raportează pe axa Or

$$\overline{N' N_0'} = \overline{n\, n_0}.$$

Valoarea relativă a puterii reactive este egală cu distanța dintre proiecțiile pe axa Ox ale punctelor M și N

$$Q^* = \overline{N\, m'}.$$

Dacă pentru un nou regim se cunoaște valoarea tensiunii și valoarea puterii active (sau reactive) este ușor de determinat cu ajutorul topogramei valoarea puterii reactive (respectiv a celei active). Dacă se cunoaște pentru

un nou regim valoarea puterii active și reactive, noua valoare a tensiunii se poate determina prin cîteva tatonări*).

Atunci cînd este necesară determinarea parametrilor pentru un mare număr de regimuri, este mai comod ca în locul calculării valorilor relative a puterilor cu baza N_B, să se citească puterile pe o scară modificată, astfel încît să se obțină direct valorile puterilor în unități absolute.

Cu ajutorul topogramei puterilor, s-a verificat experimental pe un model de sistem, metoda propusă de extrapolare a caracteristicilor nodale. Modelul utilizat era format din două generatoare sincrone cu o sarcină locală complexă (motor asincron și rezistență) interconectate, printr-o legătură cu o reactanță relativ mare, la un sistem puternic. Într-un nod intermediar al legăturii de interconexiune, s-au înregistrat valorile puterii active și reactive și valorile tensiunii, a căror variație era provocată cu ajutorul unei sarcini variabile conectate în nodul respectiv (3 mici motoare asincrone)**). În figura (8), sînt reprezentate graficele înregistrărilor obținute.

Valorile prelucrate sînt cuprinse în tabela 1, numerotarea corespunde notațiilor de pe înregistrări. Se observă că au fost eliminate punctele corespunzînd regimului tranzitoriu al sarcinii perturbatoare pentru care nu s-a putut înregistra valoarea tensiunii.

Alegînd punctele pentru care

$$|\Delta P| \leqq 1{,}5 \text{ kw}$$

$$|\Delta U| \leqq 14 \text{ V}$$

(punctele 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 12, 14, 18, 20, 23 din tabela 1), s-au determinat coeficienții aproximației liniare a caracteristicii, utilizînd relațiile (11) și (12).

Rezultatele parțiale obținute, prin aplicarea relațiilor (11) au fost

$$\overline{U} = \frac{1}{14}\sum_{1}^{14} U_i = 312 \text{ V},$$

$$\overline{Q} = \frac{1}{14}\sum_{1}^{14} Q_i = 1{,}22 \text{ kvar},$$

$$\overline{P} = \frac{1}{14}\sum_{1}^{14} P_i = 9{,}40 \text{ kw},$$

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{1}{14}\sum_{1}^{14}(U_i - 312)^2} = 7{,}07 \text{ V};$$

*) Domeniul de utilizare al aproximației liniare a caracteristicii nodale, poate fi apreciat cu ajutorul topogramei puterilor: folosirea aproximației liniare este admisibilă pentru acele variații de regim pentru care valoarea q_p nu variază sensibil.

**) Aceste încercări au fost efectuate în colaborare cu cercetătorii S. Ionescu, P. Nicolae, M. Pomîrleanu. Descrierea încercărilor care au avut un obiectiv mai larg, este cuprinsă într-un alt articol [10].

$$\sigma_q = \sqrt{\frac{1}{14}\sum_1^{14}(Q_i - 1{,}22)^2} = 0{,}825 \text{ kvar},$$

$$\sigma_p = \sqrt{\frac{1}{14}\sum_1^{14}(P_i - 9{,}40)^2} = 0{,}903 \text{ kw},$$

$$\rho_{qu} = \frac{\frac{1}{14}\sum_1^{14}(U_i - 312)(Q_i - 1{,}22)}{7{,}07 \times 0{,}825} = -0{,}394,$$

$$\rho_{qp} = \frac{\frac{1}{14}\sum_1^{14}(Q_i - 1{,}22)(P_i - 9{,}40)}{0{,}825 \times 0{,}903} = -0{,}43,$$

$$\rho_{pu} = \frac{\frac{1}{14}\sum_1^{14}(P_i - 9{,}40)(U_i - 312)}{0{,}903 \times 7{,}07} = -0{,}254,$$

cu relațiile (11) s-au dedus în primă aproximație indicii derivați în punctul de funcționare M_0 ($U_0 = 312$ V, $Q_0 = 1{,}22$ kvar, $P_0 = 9{,}40$ kW)

$$q_{u0} = \frac{0{,}825}{7{,}07} = -0{,}0697 \text{ kvar/V},$$

$$q_{p0} = \frac{0{,}825}{0{,}903} = -0{,}594 \text{ kvar/kW},$$

iar dintr-o serie de înregistrări efectuate la reglaj constant al motoarelor primare, a rezultat

$$p_u \approx 0.$$

Cu relațiile (25), s-a obținut

$$I = \frac{2\sqrt{1 + 0{,}594^2}}{1 - 0{,}594^2}\left(\frac{1{,}22}{312} + 0{,}0348\right) = 0{,}14.$$

A rezultat puterea de bază

$$N_B = IU_0 = 43{,}5 \text{ kVA}.$$

Înmulțind scara mărimilor relative (pe abaca puterilor) cu această valoare s-a obținut scara corespunzătoare cazului studiat, în unități absolute (scara punctată). Cu ajutorul punctului M_0 (situat la intersecția dintre cercul $U^* = 1$ și dreapta $q_p = -0{,}594$) s-a determinat poziția axelor AA' și $O'r$ (v. fig. 4) apoi s-au dedus cu ajutorul abacei valorile puterii reactive, corespunzînd valorilor înregistrate ale tensiunii și puterii active, pentru regimurile de care nu s-a ținut seama la determinarea regresiei liniare (punctele 4, 10, 11, 13, 15, 16, 17, 19, 22, 24, 25, 26, 27, 28, 29).

În mod ilustrativ, construcția grafică este figurată pe topogramă pentru punctele 4 și 29.

În tabela 2, au fost reproduse valorile determinate pe abacă (Q) comparativ cu valorile înregistrate (Q_i). Exceptînd punctele 10 și 22 (în care erorile mari s-au datorit probabil schimbării sensului de circulație a puterilor, care nu a putut fi sesizat de aparatul prevăzut pentru înregistrare într-un singur sens), abaterea medie pătratică a fost

$$\sigma_{Q\,(u,\,P)} = 0{,}109 \qquad \sigma_{Q\,(u,\,P)} = 0{,}33 \text{ kvar.}$$

Această abatere — corespunzînd unei erori de 0,8% față de scara aparatului înregistrator folosit — este relativ mică, dacă se ține seama că s-au folosit aparate înregistratoare de clasa 2,5.

Coeficientul de corelație pentru aproximația de gradul doi, rezultă astfel :

$$\rho_{Q\,(u,\,P)} = \sqrt{1 - \frac{\sigma^2_{Q\,(u,\,P)}}{[\sigma^2_Q]}} = 0{,}98,$$

unde $[\sigma^2_Q]$ se referă la întregul interval pentru care s-au făcut înregistrări

$$[\sigma^2_Q] = \sqrt{\frac{1}{29}\sum_{1}^{29}(Q_i - 1{,}22)^2} = 1{,}706 \text{ kvar.}$$

6. APLICAREA CARACTERISTICII NODALE (NELINIARE) LA STUDIUL REGIMURILOR SISTEMELOR ELECTROENERGETICE

În studiul regimurilor în care apar variații ale puterilor active și reactive schimbate și a tensiunii nodurilor, care depășesc domeniul în care este admisibilă utilizarea aproximației liniare, se propune utilizarea extrapolării neliniare a acesteia, cu ajutorul abacei puterilor.

În paragrafele următoare, se expun cîteva aplicații ale acestei abace.

6.1. EFECTUL VARIAȚIEI CIRCULAȚIEI PUTERILOR ACTIVE ÎNTRE SISTEME INTERCONECTATE

Din abaca puterilor, se determină cu ușurință caracteristicile puterilor reactive la putere activă constantă, pentru noile valori ale puterilor active, corespunzătoare fiecăruia din sistemele componente : locurile geometrice ale punctelor reprezentative vor fi drepte paralele cu axa absciselor.

Din condiția de echilibru a puterilor reactive în nod, va rezulta noua valoare a tensiunii în nodul de interconexiune, precum și valorile puterilor reactive schimbate. Determinarea se poate face prin încercări sau prin reprezentarea grafică a acestor caracteristici.

6.2. RACORDAREA UNUI RECEPTOR ÎNTR-UN NOD AL UNUI SISTEM IZOLAT

Cunoscînd caracteristicile receptorului, sub forma $P_r(U)$ și $Q_r(P, U)$ se pot determina pe cercurile $U^* = \text{const}$,. din abaca puterilor, punctele corespunzătoare caracteristicii puterii active a consumatorului, la scara de puteri corespunzătoare sistemului considerat. Pentru aceste puncte se determină valorile puterii reactive debitate de sistem, care se compară cu valorile corespunzătoare ale caracteristicii puterilor reactive $Q(P, U)$, a consumatorului; punctul de funcționare va fi determinat din condiția ca cele două valori obținute să fie egale.

6.3. RACORDAREA UNUI RECEPTOR ÎNTR-UN NOD DE INTERCONEXIUNE A UNOR SISTEME REGLATE DUPĂ CARACTERISTICI STATICE

Chiar la variații de oarecare importanță a puterii active, caracteristica puterii active $P(f)$, la tensiune constantă, poate fi liniarizată. Se poate astfel obține pentru fiecare valoare a tensiunii nodului de interconexiune, repartiția corespunzătoare a puterilor active, din relațiile

$$\Delta P_i = p_{fi}\,\Delta f + \frac{p_{ui}}{2\,U_0}(U^2 - U_0^2),$$

$$\Delta f = \frac{P_r(U) - \dfrac{U^2 - U_0^2}{2\,U_0}\sum p_{ui}}{\sum p_{fi}}.$$

Cu aceste valori, rezultă pe abaca puterilor, valorile corespunzătoare ale puterii reactive debitate de fiecare subsistem, astfel încît se poate determina noul regim de funcționare din condiția echilibrului puterilor reactive din nod.

6.4. DETERMINAREA PUTERII MAXIME CE POATE FI SCHIMBATĂ DIN PUNCT DE VEDERE AL STABILITĂȚII STATICE

Cu ajutorul abacei puterilor, se obține după procedeul arătat în paragraful 6.2 valoarea tensiunii corespunzînd diferitelor valori ale puterii active de schimb.

Utilizînd relațiile (25), este ușor de verificat că regimul limită — după criteriul $\dfrac{\partial Q}{\partial U}$ se determină din condiția

$$\sum\left(\frac{1 - q_p^2}{\sqrt{1 + q_p^2}}\,I + K_1\,q_p\right) = \sum (iI + K_1 q_p),$$

unde $i = \dfrac{1 - q_p^2}{\sqrt{1 + q_p^2}}$ se poate determina uşor din diagrama trasată pe figura 6.

Dacă determinarea experimentală a caracteristicilor nodale pentru sistemele respective, s-a făcut cu regulatoarele de tensiune în funcțiune, regimul astfel determinat reprezintă maximul caracteristicii externe a sistemului considerat.

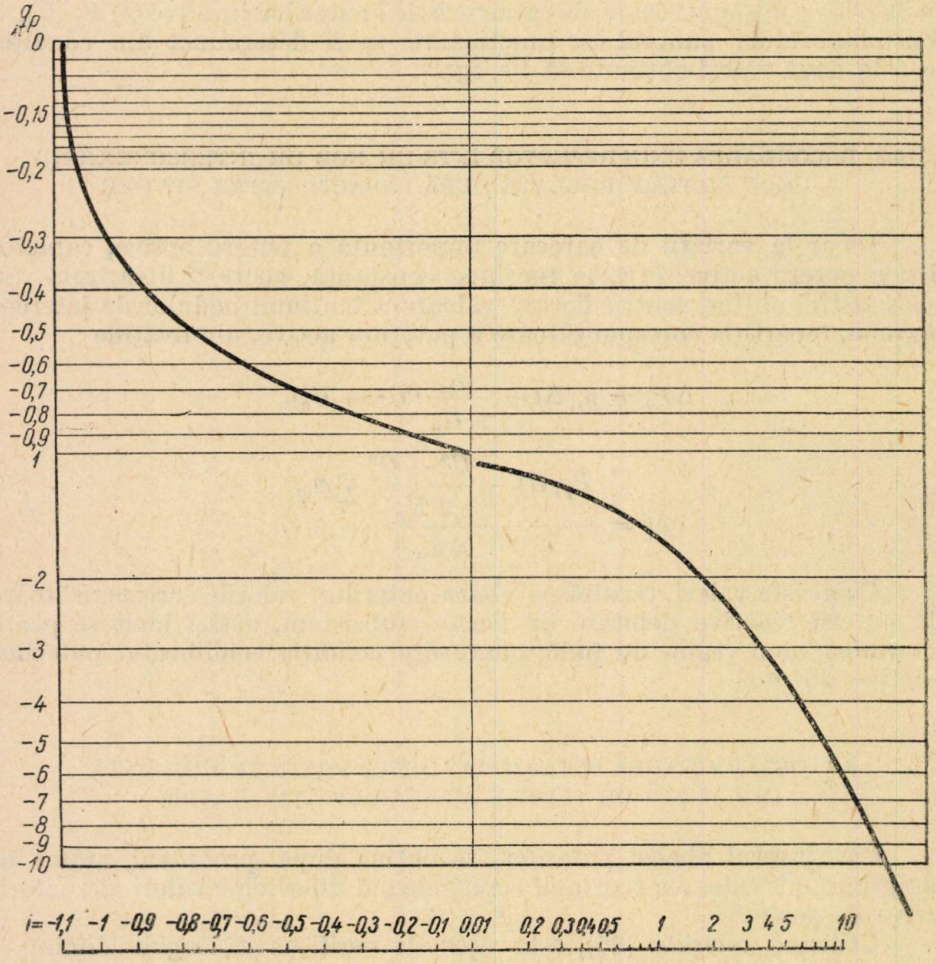


Fig. 6. — Curba $i = f(q_p)$.

Maximul caracteristicii interne, poate fi obținut dacă se determină experimental parametrii caracteristicilor nodale de putere pentru regimuri, în care generatoarele hotărîtoare pentru stabilitatea statică, sînt excitate la tensiunea de plafon.

Limita stabilității statice, cu considerarea caracteristicilor dinamice ale mașinilor și regulatoarelor, este o problemă care depășește cadrul prezentului articol.

6.5. DETERMINAREA TENSIUNII CRITICE A UNUI NOD

Într-o formă generală, problema determinării tensiunii critice a unui nod, poate fi formulată în felul următor : fiind dată o caracteristică a consumatorului din nod și variind unul din parametrii acestei caracteristici, se caută cea mai mică valoare a tensiunii de regim ce rezultă în nodul respectiv și pentru care sistemul funcționează stabil.

Pentru exemplificare, dăm cîteva tipuri de caracteristici ale consumatorilor, utilizate mai frecvent

a) $P = \text{const.},$
$Q = k + aU^2;$

b) $P = \text{const.}$
$Q = kU^2;$

c) $\bar{S} = \frac{U^2}{k\bar{Z}};$

d) Se dă grafic variația cu tensiunea a puterilor active și reactive în valori relative.

În toate exemplele de mai sus, s-a considerat că pentru determinarea tensiunii critice se variază parametrul k.

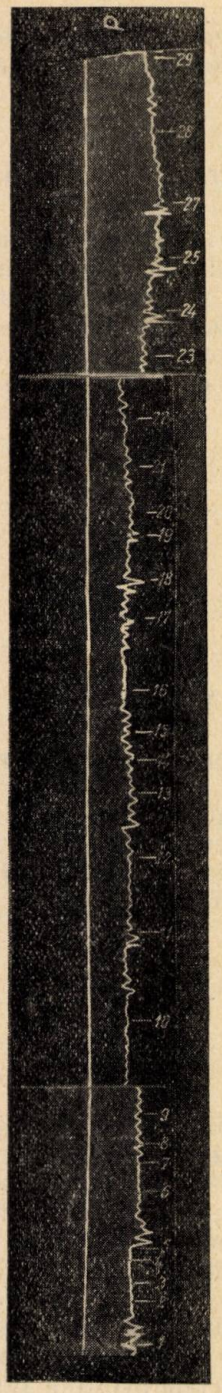
Pentru fiecare valoare a parametrului k, se determină regimul corespunzător pe topogramă, folosind procedeul arătat în paragraful 6.2 sau 6.3 (în funcție de caracterul sistemului considerat). Cu valorile q_p determinate pe abacă, se deduc valorile i din diagrama (6) și se determină regimul limită, din condiția

$$\Sigma (iI + K_1 q_p) = 0,$$

7. CONCLUZII

Utilizarea caracteristicilor nodale determinate experimental la studiul regimurilor unui nod sau unei legături de interconexiune, permite ca prin calcule foarte simple, să se țină seama de efectul global datorit contribuției diferitelor elemente ale unui sistem complex, în care intervine atît efectul saturației generatoarelor și transformatoarelor, cît și caracteristicile statice ale regulatoarelor de tensiune și viteză, și caracteristicile reale ale sarcinilor.

Atît pentru determinarea caracteristicilor, cît și la utilizarea lor în diferite probleme de regimuri, este necesar să se țină seama simultan de variațiile de putere activă și reactivă, efectele acestora fiind interde-



a

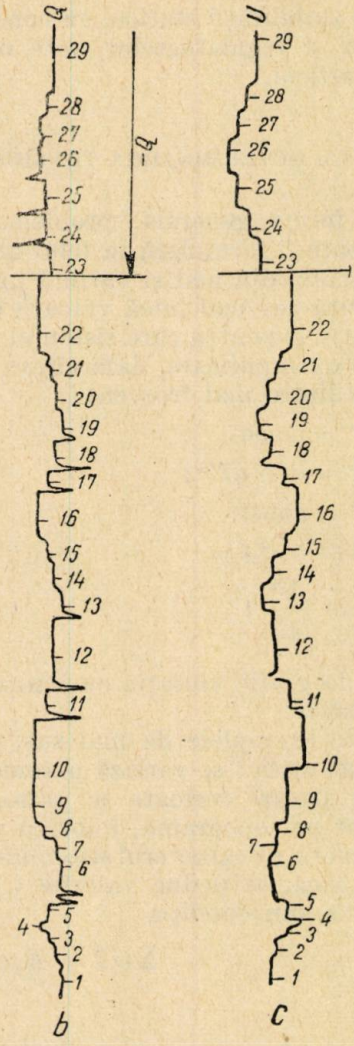


Fig. 7. — Graficele înregistrărilor prelucrate.
a) Putere activă (oscilografiată);
b) Putere reactivă (înregistrată la scara 5,72 kvar/cm cu viteza 0,5 mm/s);
c) Tensiunea (înregistrată la scara 85,7 V/cm cu viteza 0,5 mm/s).

pendente. Importanța acestei interdependențe a condus la introducerea unui nou indice funcțional al unui nod $\frac{\partial Q}{\partial P}$, avînd pentru variațiile de regimuri, un rol asemănător cu acela al indicelui $\frac{\partial Q}{\partial U}$ [8].

În cazul variațiilor de regim relativ mici, se poate utiliza aproximația liniară a caracteristicii nodale. Pentru variații mari de regim, se poate determina cu ajutorul parametrilor aproximației liniare a caracteristicii nodale o schemă echivalentă a sistemului respectiv. Această schemă echivalentă este utilă pentru calculul analitic al regimurilor de funcționare ale sistemelor complexe, în care sistemul echivalent intervine ca element component.

În cazul sistemelor izolate, precum și în cazul interconectării mai multor sisteme ale căror caracteristici nodale sînt cunoscute, studiul variațiilor de regim (în domeniul neliniar) poate fi făcut cu ușurință prin utilizarea unei abace a puterilor de schimb.

Verificările făcute, au arătat că o asemenea caracteristică determinată experimental, permite efectuarea calculelor cu o precizie corespunzătoare necesităților.

ANEXA nr. 1

Numărul parametrilor independenți ai caracteristicilor nodale

a. *Repartiția puterilor este asigurată de reglajul primar*

În regim permanent, între cei patru parametri de regim (P, Q, U, f) raportați la borne, se pot stabili pentru fiecare generator cîte două relații: una care exprimă legea de reglaj a regulatorului primar de viteză și a doua care este dată de legea de reglaj a tensiunii, sau în absența reglajului automat de condiția de menținere a unei valori constante a tensiunii electromotoare. Pentru fiecare sarcină de structură dată se pot stabili de asemenea două relații care exprimă variația puterilor activă și reactivă, în funcție de tensiune și frecvență. Rezultă astfel că dintre cei patru parametri ai unui nod, numai doi pot varia independent, de exemplu frecvența și tensiunea. Problema poate fi exprimată și sub forma că în fiecare nod este racordată o impedanță, pozitivă sau negativă, ai cărei parametri la frecvență constantă, sînt funcții de tensiune. Astfel pentru fiecare valoare a frecvenței și a amplitudinii tensiunii unuia din nodurile sistemului — de exemplu, a nodului de interconexiune — regimul întregului sistem este perfect determinat: se pot calcula amplitudinile și defazajele relative ale tensiunilor, precum și circulațiile de putere activă și reactivă. Pentru un sistem cu o structură dată, rezultă astfel în regim staționar doi parametri independenți, pentru care se pot alege doi din parametrii de regim ai legăturii de interconexiune: tensiunea și frecvența sau puterea activă și tensiunea, sau puterea activă și cea reactivă.

b. *Repartiția puterilor este asigurată de reglajul secundar*

În cazul în care prin reglajul secundar, este asigurată o valoare constantă a puterii de schimb pe legătura de interconexiune considerată, problema se simplifică deoarece doi din parametrii legăturii de interconexiune se mențin constanți, iar puterea reactivă va depinde numai de valoarea tensiunii în nodul de interconexiune. Situația este asemănătoare în cazul în care sistemul considerat, avînd structură constantă nu participă la reglajul frecvenței; în acest caz atît puterea activă cît și cea reactivă vor fi funcții numai de tensiune.

Dacă sistemul considerat participă la acoperirea variațiilor de putere datorite unor perturbări exterioare, legea de reglaj va stabili o repartiție constantă între diferitele centrale

din sistemul considerat, care participă la reglaj (în cazul abaterilor mici ale parametrilor de regim)

$$\Delta P_1 : \Delta P_2 : \Delta P_3 : \ldots : \Delta P_n = k_1 : k_2 : \ldots k_n \tag{1.I}$$

(se observă că reglajul cu un singur generator, reprezintă un caz particular $k_2 = k_3 = 0$).

În locul celor n ecuații care în cazul reglajului primar stabileau legătura dintre variațiile de putere activă ale generatoarelor și variațiile frecvenței sistemului, apar deci în cazul existenței unui reglaj secundar $n-1$ relații. Deoarece prin asigurarea unei frecvențe constante, numărul parametrilor ce pot varia independent a scăzut de asemenea cu unul, rezultă că și în acest caz doi din parametrii legăturii de interconexiune, pot varia independent (puterea activă și tensiunea, sau puterea activă și cea reactivă, sau puterea reactivă și tensiunea), cel de-al treilea parametru fiind o funcție de primii doi termeni.

Rezultă că atît în cazul reglajului primar, cît și la reglajul secundar pentru un sistem de structură dată, între puterile activă și reactivă pe legătura de interconexiune unică și tensiunea nodului există o relație independentă de sistemul exterior.

ANEXA nr. 2

Efectul perturbațiilor interioare asupra determinării caracteristicilor nodale

Estimarea efectului variației sarcinei interioare a sistemului, poate fi făcută asupra unui caz simplificat în care unul din parametrii de regim ai legăturii de interconexiune, de exemplu tensiunea, este constant, iar sistemul este format dintr-un singur generator, o linie fără pierderi și o sarcină variabilă conectată chiar în nodul de interconexiune. Variația sarcinii interioare este caracterizată de variabilele aleatorii ΔP_S, ΔQ_S, reprezentînd abaterile puterilor active și reactive consumate de această sarcină, față de valorile medii. Mediile abaterilor sînt nule prin definiție, iar dispersiile lor se vor nota cu $\sigma^2_{P_S}$ și $\sigma^2_{Q_S}$. Se presupune în plus, că aceste variabile aleatorii sînt independente de perturbațiile exterioare, dar sînt legate între ele prin corelația liniară

$$\Delta Q_S = \beta \Delta P_S. \tag{1.II}$$

Fie ΔP și ΔQ abaterile puterii active, respectiv reactive pe linia de interconexiune față de valoarea medie, mărimi aleatorii avînd media nulă, dispersiile σ^2_P și σ^2_Q și între care poate fi stabilită, în ipoteza unei sarcini interioare riguros constante, o corelație

$$\Delta Q = q_p \, \Delta P \tag{2.II}$$

(pentru $\Delta P_S = \Delta Q_S = 0$).

Dacă se notează cu ΔP_G și ΔQ_G abaterile față de valoarea medie a puterii active și reactive ale generatorului relația (2.II) stabilită în ipoteza unei sarcini interioare constante, reprezintă în realitate aproximația liniară a relației matematice care leagă puterea activă și reactivă debitată de generator în nodul de interconexiune

$$\Delta Q_G = q_p \Delta P_G, \tag{3.II}$$

Relația (3.II) fiind o aproximație a unei legi fizice, și depinzînd numai de caracteristicile generatorului, va rămîne valabilă pentru regimuri staționare și în cazul unor variații ale sarcinii interioare a sistemului. În acest caz, vor exista în fiecare moment relațiile

$$\Delta P_G = \Delta P_S + \Delta P, \tag{4.II}$$

$$\Delta Q_G = \Delta Q_S + \Delta Q. \tag{5.II}$$

Ținînd seama de relațiile (3.II) și (4.II) și de corelația (1.II) rezultă că datorită variației aleatorii a sarcinii, corelația (2.II) va fi înlocuită prin corelația

$$\Delta Q = q_p \, \Delta P_G - \beta \Delta P_S = q_p \, \Delta P + (q_p - \beta) \, \Delta P_S. \tag{6.II}$$

Se observă că dacă se urmărește corelația dintre ΔQ și ΔP se va obține din (6.II) corelația

$$\Delta Q = q_p \, \Delta P, \tag{7.II}$$

în cazul în care ΔP şi ΔP_S reprezintă mărimi aleatorii independente. În caz contrar, dacă între ΔP şi ΔP_S există o corelaţie

$$\Delta P_S = \gamma \Delta P, \tag{8.II}$$

aceasta va conduce la o eroare relativă în determinarea parametrului egală cu

$$\varepsilon_{q_p} = \frac{q_p - \beta}{q_p} \gamma. \tag{9.II}$$

Independenţa mărimilor ΔP şi ΔP_S poate fi realizată în următoarele cazuri: *1*) sistemul studiat este racordat la o reţea pasivă iar frecvenţa rămîne practic constantă; *2*) sistemul studiat este racordat la un sistem exterior care nu participă la reglarea frecvenţei (generatoarele lucrează la putere activă constantă); *3*) celelalte sisteme sînt autoreglate (lucrează după o schemă de reglaj frecvenţă — putere de schimb) compensînd fiecare numai sarcina proprie iar în punctul de interconexiune funcţionează o sursă de perturbaţii (receptoare sau generatoare de putere reglabilă) echilibrată în întregime de sistemul studiat. În toate aceste cazuri sistemul exterior nu participă la acoperirea variaţiilor de sarcină interioare sistemului studiat, astfel că ΔP depinde numai de perturbaţiile exterioare şi este deci independent de ΔP_S. În aceste cazuri, nu este necesară luarea unor precauţii speciale, deoarece pentru un număr suficient de mare de măsurători, coeficientul de corelaţie măsurat nu va fi influenţat de variaţiile aleatorii ale sarcinii interioare.

În toate celelalte cazuri, în care sistemul exterior participă la acoperirea sarcinii interioare a sistemului studiat, înregistrările vor trebui astfel conduse încît eroarea relativă ε_{qp} să fie cît mai mică. Parametrii q_p şi β neputînd fi influenţaţi, micşorarea erorii este posibilă numai prin micşorarea coeficientului de corelaţie. Dacă notăm cu ΔP_{S1} şi ΔP_{S2} variaţiile momentane ale sarcinilor în sistemul interior şi cel exterior, şi cu $\frac{k_1}{k_1 + k_2}(\Delta P_{S1} + \Delta P_{S2})$ respectiv $\frac{k_2}{k_1 + k_2}(\Delta P_{S1} + \Delta P_{S2})$ participarea fiecăruia din sisteme la acoperirea sarcinii totale, coeficientul de regresie γ între ΔP_{S1} şi ΔP_{S2} va avea expresia

$$\gamma = \frac{\Sigma \Delta P_{S1} \Delta P}{\Sigma \Delta P^2} = \frac{\Sigma \Delta P_{S1} \left(\frac{k_2}{k_1 + k_2} \Delta P_{S1} - \frac{k_1}{k_1 + k_2} \Delta P_{S2} \right)}{\sigma_P^2} = \frac{k_2}{k_1 + k_2} \frac{\sigma_{PS1}^2}{\sigma_P^2}. \tag{10.II}$$

Se observă că dacă sistemul exterior participă în proporţie importantă la acoperirea sarcinii interioare, este necesar ca raportul dintre dispersia sarcinii interioare echivalente şi aceea a puterii de schimb, să fie mic. Pentru aceasta, perturbaţiile din sistemul exterior, fie că rezultă din exploatarea normală sau sînt provocate intenţionat, trebuie să fie de cîteva ori mai mari decît abaterea tip a sarcinii echivalente a sistemului studiat.

Dacă se ia această măsură de precauţie, ordinul de mărime al erorii în predeterminarea unui regim, în ipoteza că variaţiile aleatorii ale sarcinii sînt aceleaşi ca şi în timpul experimentărilor, nu depinde de faptul dacă determinarea parametrului q_p s-a făcut cu precizie, sau a fost afectată de eroarea ε_{q_p}. Din relaţia (6.II) rezultă că această eroare este în primul caz, egală cu

$$\varepsilon_Q = \Delta Q - q_p \Delta P = (q_p - \beta) \Delta P_S,$$

iar în al doilea caz

$$\varepsilon'_Q = \Delta Q - (q_p + \varepsilon_{qp} q_p) \Delta P = (q_p - \beta) \Delta P_S + (q_p - \beta) \gamma \Delta P.$$

Se observă că dacă ΔP are acelaşi ordin de mărime ca şi abaterea tip σ_p din timpul încercărilor, dispersia va avea acelaşi ordin de mărime în ambele cazuri

$$\sigma'^2_Q = \sigma_Q^2 \left(1 + \frac{k_2^2}{(k_1 + k_2)^2} \frac{\sigma_{PS1}^2}{\sigma_P^2} \right).$$

O altă cauză de erori în determinarea experimentală a parametrilor caracteristicii nodale pentru regimuri staționare, o reprezintă fenomenele tranzitorii în mașini și regulatoare, care însoțesc variațiile aleatorii ale sarcinii interioare și exterioare sistemului. Întrucît domeniul de variație al parametrilor de regim pentru care se determină caracteristica nodală, este relativ mic, ecuațiile diferențiale ce caracterizează regimul tranzitoriu pot fi liniarizate, astfel încît la o variație în salt a puterii active în nodul de interconexiune să corespundă o variație a puterii reactive de forma

$$\Delta Q = [q_p + f(t)]\,\Delta P,$$

unde $f(t)$ este o funcție amortizată.

Presupunînd că variațiile de putere au loc numai în formă de salturi și la intervale suficient de mari, ca să nu se influențeze reciproc, rezultă că pentru ca determinarea coeficientului q_p să se facă cu suficientă precizie, este necesar ca valoarea medie a funcției $f(t)$ pe intervalul considerat să tindă către zero. Faptul că fenomenele tranzitorii electromecanice se desfășoară sub formă de oscilații, micșorează deci erorile datorite acestora. Pentru ca efectul fenomenelor tranzitorii electromagnetice din mașinile sincrone să fie redus, este necesar ca perturbațiile exterioare, să se succeadă la intervale relativ mari față de constantele de timp ale circuitelor de excitație; această condiție este mai puțin riguroasă în cazul nodurilor care se găsesc la distanțe electrice relativ mari față de bornele mașinilor, astfel încît ponderea reactanței mașinilor și a fenomenului tranzitoriu din mașini, în coeficientul căutat, este mică.

Considerentele de mai sus, se pot generaliza și pentru ipoteza că variază al doilea parametru independent al legăturii de interconexiune — tensiunea. În acest caz, nu poate să fie niciodată îndeplinită în mod riguros condiția de independență dintre mărimile aleatorii interioare și exterioare deoarece chiar dacă rețeaua exterioară este pasivă, variațiile de tensiune din nodul de interconexiune vor introduce o interdependență între variațiile sarcinii reactive interioare și cele ale puterii reactive de schimb. Această interdependență devine însă neînsemnată dacă — în interiorul sistemului există un reglaj de tensiune într-un punct din apropierea nodului de interconexiune.

În caz contrar, vor trebui luate măsurile de precauție necesare pentru ca în timpul înregistrărilor, variațiile de tensiune datorite perturbațiilor exterioare să fie de cîteva ori mai mari decît cele datorite perturbațiilor interioare.

În ceea ce privește fenomenele tranzitorii legate de variațiile de tensiune, în cazurile în care distanța dintre nodul de interconexiune și mașinile sincrone este mică, efectul acestora va trebui micșorat — prin asigurarea unei succesiuni a perturbațiilor exterioare la intervale suficiente pentru amortizarea fenomenului tranzitoriu și prin valorificarea numai a acelor porțiuni din bandele de înregistrare care corespund stării staționare.

ANEXA nr. 3

Determinarea caracteristicii raportate la bornele de ieșire ale unei linii de interconexiune

Dacă se cunosc caracteristicile liniarizate ale unui sistem, la bornele de intrare ale unei linii de transport, sub forma

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= p_{u1}\,\Delta U_1 + p_{f1}\,\Delta f, \\ \Delta Q_1 &= q_{u1}\,\Delta U_1 + q_{p1}\,\Delta P_1, \end{aligned} \tag{1'''}$$

caracteristicile ansamblului format de același sistem la care se adaugă în serie linia de interconexiune, sub forma

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= p_{u2}\,\Delta U_2 + p_{f2}\,\Delta f, \\ \Delta Q_2 &= q_{u2}\,\Delta U_2 + q_{p2}\,\Delta P_2, \end{aligned} \tag{2'''}$$

se pot obține utilizînd aproximațiile liniare ale pierderilor de putere și tensiune pe linie

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= \Delta P_1 - a_1\Delta P_2 - b_1\Delta Q_2 + c_1\Delta U_2, \\ \Delta Q_2 &= \Delta Q_1 - a_2\Delta P_2 - b_2\Delta Q_2 + c_2\Delta U_2, \\ \Delta U_1 &= \Delta U_2 + a_3\Delta P_2 + b_3\Delta Q_2 - c_3\Delta U_2, \end{aligned} \tag{3'''}$$

Tabela 1

Nr. crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
P kW	9,1	9,6	9,4	8,40	8,6	10,3	10,3	10,6	10,3	7,20	7,68	8,4	9,12	8,9
Q kvar	2,29	1,77	1,20	0,114	1,26	2,17	1,77	0,68	−0,06	0	0,86	0,42	2,17	0,42
U V	300	308	318	334	318	300	308	310	324	342	327	312	297	310

Nr. crt.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
P kW	8,15	7,43	7,92	8,6	9,00	8,6	8,1	8,40	10,8	13,95	14,30	14,85	14,30	13,42	11,75
Q kvar	0,91	0	0,86	0,48	2,00	0,36	−0,15	0	−1,93	−0,57	−0,40	0	−0,11	−0,57	−1,09
U V	291	265	282	311	321	308	321	300	304	291	278	270	280	291	303

Tabela 2

Nr. crt.	4	10	11	13	15	16	17	19	22	24	25	26	27	28	29
Q valoare calculată	0,00	−3,00	1,00	2,00	0,35	−0,50	0,40	2,10	−1,00	−0,60	−0,60	−0,30	−0,30	−0,30	−0,70
Q valoare măsurată	0,114	0	0,86	2,17	0,91	0	0,86	2,00	0	−0,57	−0,40	0	−0,11	−0,57	−1,09

unde:

$$a_1 = 2r\frac{P_{20}}{U_{20}^2};\quad b_1 = 2r\frac{Q_{20}}{U_{20}^2};\quad c_1 = 2r\frac{P_{20}^2 + Q_{20}^2}{U_{20}^3};$$

$$a_2 = 2x\frac{P_{20}}{U_{20}^2};\quad b_2 = 2x\frac{Q_{20}}{U_{20}^2};\quad c_2 = 2x\frac{P_{20}^2 + Q_{20}^2}{U_{20}^3};$$

$$a_3 = \frac{r}{U_{20}};\quad b_3 = \frac{x}{U_{20}};\quad c_3 = \frac{rP_{20} + xQ_{20}}{U_{20}^2}.$$

Din relaţiile (3′) şi (1′), rezultă

$$p_{u2} = \frac{p_{u1}(1 - c_3) + b_3 q_{u2}}{1 - p_{u1}a_3 - b_3 q_{p2}};\quad p_{f2} = \frac{p_{f1}}{1 - p_{u1}a_3 - b_3 q_{p2}};$$

$$q_{u2} = \frac{q_{u1}(1 - c_3) + c_1 q_{p1} + c_2}{1 - b_3 q_{u1} - b_1 q_{p1} + b_2};\quad q_{p2} = \frac{q_{u1}a_3 + q_{p1}(1 + a_1) - a_2}{1 - q_{u1}b_3 - q_{p1}b_1 + b_2}. \qquad (4''')$$

Se observă că relaţiile pierderilor pe linie pot fi înlocuite prin aproximaţia lor liniară numai pentru un domeniu relativ strîns de variaţie a puterilor transportate pe linie; efectul lor va fi însă redus, dacă impedanţa liniei este mică, faţă de impedanţa echivalentă de scurt circuit a restului sistemului.

În caz contrar, erorile datorite neliniarităţii pot fi reduse, prin două aproximaţii succesive.

ХАРАКТЕРИСТИКА УЗЛА НЕКОТОРОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ И МЕТОДЫ ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПЫТНЫМ ПУТЕМ

I. УЗЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ СИСТЕМ В СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

РЕЗЮМЕ

В работе преследуется цель вывода простых соотношений между параметрами некоторого узла и активной и реактивной мощностью, передаваемой системой этому узлу, нагрузке или другой электроэнергетической системе. Для таких соотношений вида:

$$P = P(f, U) \text{ и } Q = Q(f, U) \text{ или } Q = Q(P, U)$$

предлагается наименование „узловых характеристик мощности". Они позволяют охарактеризовать общий ответ электроэнергетической системы на внешние возмущения. В стационарных режимах, если между изучаемой и внешней системами существует только одна взаимосвязь, эти соотношения полностью определяются структурой системы и статической характеристикой регуляторов. Использование упрощенной формы узловых характеристик мощности возможно в следующих случаях: для периферийных районов относительно другого района, изу-

чение которого протекает точно; для расчета некоторых характерных статистических показателей качества, подаваемой в соответствующий узел электроэнергии; для оценочных расчетов.

Применяя методы статистического анализа, указывается метод опытного вывода коэффициентов приближения 1-ой и 2-ой степени узловых характеристик мощности в стационарном режиме. Особо подчеркиваются характеристики реактивной мощности, которые в этом виде не изучались в опытном порядке, и для которых является неизбежным изучение на месте. Для упрощения использования приближений второй степени была построена круговая топограмма; эта топограмма, градуированная в относительных значениях изучаемых переменных, имеет общее применение.

Затем указывается способ использования узловых характеристик мощности при изучении следствий соединения систем и изменении нагрузки узла.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схематическое изображение взаимосвязанных систем, узловые характеристики которых определяются.

Рис. 2. — Схема применяемого диполя замещения.

Рис. 3. — Номограмма изменения мощности.

Рис. 4. — Принципиальная диаграмма номограммы изменения мощности в случае, если мощность не зависит от напряжения.

Рис. 5. — Принципиальная диаграмма номограммы изменения мощности в общем случае.

Рис. 6. — Кривая $i = f(q_p)$.

Рис. 7. — График обработанных записей:

а) активная мощность (осцилографированная),

б) реактивная мощность (записанная в масштабе 5,72 квар/см со скоростью 0,5 мм/сек),

в) напряжение (записанное в масштабе 85,7 % в/см со скоростью 0,5 мм/сек.

CARACTÉRISTIQUES NODALES D'UN SYSTÈME ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUE ET MÉTHODE POUR LES DÉTERMINER EXPÉRIMENTALEMENT

I. CARACTÉRISTIQUES NODALES DE PUISSANCE DES SYSTÈMES ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUES RADIALEMENT INTERCONNECTÉS, EN RÉGIME STATIONNAIRE

RÉSUMÉ

L'auteur tâche d'établir certaines relations simples entre les paramètres d'un nœud et la puissance, active et réactive, débitée par un système, à travers ce nœud, vers une charge ou un autre système électro-énergétique. Elle propose, pour les relations de cette sorte, écrites sous la forme

$$P = P(f,\ U) \text{ et } Q = Q(f,\ U), \text{ ou } Q = Q(P,\ U),$$

le nom de «caractéristiques nodales de puissance». Celles-ci permettent de caractériser la réponse globale d'un système électro-énergétique aux perturbations extérieures. En régime stationnaire, pourvu qu'entre le système étudié et le système extérieur il n'y ait qu'une seule liaison d'interconnexion, ces relations sont complètement déterminées par la structure du système et par les caractéristiques statiques des régulateurs. L'utilisation d'une forme simplifiée des caractéristiques nodales de puissance est possible : dans le cas des régions périphériques par rapport à une autre région dont l'étude découle rigoureusement ; dans le calcul de certains indices statistiques caractérisant la qualité de l'énergie fournie au nœud considéré ; dans les calculs estimatifs.

En se servant du calcul statistique, l'auteur donne une méthode permettant de déduire expérimentalement les coefficients des approximations du 1er et du 2e degré des caractéristiques nodales de puissance, en régime stationnaire. Une attention particulière est accordée aux caractéristiques de puissance réactive qui n'ont pas encore été étudiées expérimentalement sous cette forme et pour lesquelles une étude locale apparaît inévitable. Afin de simplifier l'utilisation de l'approximation de second degré, le travail comprend un topogramme circulaire qui, par suite de sa graduation en valeurs relatives des variables étudiées, se prête à une application générale.

Pour finir, l'auteur indique la manière d'utiliser les caractéristiques nodales de puissance pour l'étude de l'effet de l'interconnexion des systèmes et de la variation de la charge au nœud considéré.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Représentation schématique des systèmes interconnectés, dont il faut déterminer les caractéristiques nodales.

Fig. 2. — Schéma du dipôle équivalent utilisé.

Fig. 3. — Abaque des variations de puissance.

Fig. 4. — Diagramme de principe de l'abaque des variations de puissance, lorsque la puissance active ne dépend pas de la tension.

Fig. 5. — Diagramme de principe de l'abaque des variations de puissance, dans le cas général.

Fig. 6. — Courbe $i = f(q_p)$.

Fig. 7. — Graphiques des enregistrements étudiés :

a) Puissance active (à l'oscillographe) ;

b) Puissance réactive (enregistrée à l'échelle de 5,72 kvar/cm, à la vitesse de 0,5 mm/s) ;

c) Tension (enregistrée à l'échelle de 85,7 V/cm, à la vitesse de 0,5 mm/s).

BIBLIOGRAFIE

1. P. DIMO, *O cale nouă pentru aprecierea stabilității sistemelor energetice (consumatorul unic echivalent)*. Studii și cercetări de energetică, V, *3—4*, 121 (1955).
2. E. ARIE, S. IONESCU, *Aproximații introduse prin folosirea schemelor echivalente în calculul regimurilor staționare și al stabilității statice a sistemelor electroenergetice*. Studii și cercetări de energetică, **VII**, *4*, 709 (1957).
3. F. MANEA, *Generator echivalent în studiul stabilității statice a sistemelor electroenergetice*. Studii și cercetări de energetică, **VII**, *2*, 227 (1957).

4. S. IONESCU, F. MANEA, *Folosirea unui generator echivalent pentru simplificarea schemei rețelelor electrice în studiul stabilității statice.* Energetica, **VI**, *5*, 220 (1957).
5. E. ARIE., P. NICOLAE, *Comparație între diverse tipuri de scheme echivalente.* Energetica, *6*, (1958).
6. P. DIMO, *Separarea nodurilor cu utilizarea curenților de scurtcircuit, metodă unitară pentru analiza sistemelor electroenergetice*; *analizorul grafic*: Studii și cercetări de energetică, **VIII**, 451 (1958).
7. I. S. BRUK, I. M. MARKOVICI, *Despre stabilitatea sistemelor electrice complexe.* Electricestvo, *9*, (1938).
8. P. DIMO, *Analiza sistemelor electroenergetice prin separarea nodurilor și utilizarea curenților de scurtcircuit.* Ed. tehnică, București, 1959.
9. I. V. DUNIN-BARKOVSKI N., V. SMIRNOV, *Teoria probabilităților și statistica matematică în tehnică. Partea Generală.* III- Academia R.P.R.-Institutul Romîno-Sovietic (trad. din l. rusă).
10. E. ARIE, S. IONESCU, P. NICOLAE, M. POMÎRLEANU, *Studiul regimurilor statice și dinamice ale unei legături de interconexiune, efectuat cu ajutorul unui model de rețea.* Studii și cercetări de energetică, **X**, *4* (1960).
11. С. А. СОВАЛОВ, С. Н. ЛЕЗНОВ, М. Н. СМИРНОВ, *Экспериментальное исследование режимных характеристик энергосистемы*, Электричество, *11* (1958).

INTRODUCEREA EFECTELOR REGLAJULUI AUTOMAT ÎN CALCULUL REGIMURILOR DINAMICE ALE SISTEMELOR ELECTROENERGETICE *)

DE

SEBASTIAN IONESCU şi MARIUS POMÎRLEANU

1. INTRODUCERE

După cum este cunoscut, în practica actuală, calculele regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice se reduc în majoritatea cazurilor la calcule de stabilitate dinamică care se efectuează obişnuit pe perioade scurte de timp (0,8—1 s) cu neglijarea efectelor reglajelor de viteză şi tensiune, considerînd forţa electromotoare în spatele reactanţei sincrone constantă ($E' = \text{const.}$).

O mai bună precizie se obţine utilizînd o metodă de calcul cu $E'_d = \text{const.}$, care conduce însă la calcule mai laborioase. Această metodă se poate extinde ($E'_d = \text{variabil}$), considerînd forţarea excitaţiei şi folosind curbe de răspuns precalculate ale tensiunii de excitaţie a generatoarelor, valabile pentru o variaţie de un anumit tip (salt) a mărimii de intrare [2].

În cazul simplificat generator-linie-sistem infinit există metode aproximative de calcul care ţin seama de influenţa reglajului automat de tensiune şi de viteză şi care utilizează pentru rezolvarea ecuaţiilor diferenţiale ale regulatoarelor metoda integralei Duhamel [1].

Existenţa calculatoarelor electronice, care face să dispară problema laboriozităţii calculelor, permite astăzi ca regimurile dinamice ale sistemelor electroenergetice complexe să fie determinate mai precis şi să fie extinse pe o perioadă de timp mai lungă (eventual pînă la noul regim staţionar, dacă acesta există).

În acest sens, în lucrarea de faţă se indică o metodă de calcul a regimurilor dinamice ale unui sistem electroenergetic, cu luarea în considerare a reglajelor de tensiune, de viteză şi de frecvenţă. Regulatoarele

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică la data de 23 septembrie 1960.

se introduc cu funcțiile lor de transfer complete și acționează la variațiile reale ale mărimilor de intrare respective.

Metoda propusă utilizează reprezentarea mașinilor sincrone prin curenții săi de scurtcircuit, după principiile prezentate în lucrările lui Paul Dimo [3], [5], [6]. Ea se pretează la programarea pe calculatoare numerice, reducînd la minimum numărul adreselor de memorie necesare, ceea ce se realizează printr-o metodă de integrare diferită de metoda integralei Duhamel.

2. PRINCIPIILE METODEI

Metoda propusă utilizează principiile metodei pas cu pas din stabilitatea dinamică, modificînd pe fiecare interval mărimile controlate de regulatoare.

Pentru fiecare interval valorile mărimilor de intrare ale regulatoarelor sînt menținute constante. Soluțiile pentru fiecare pas ale ecuațiilor diferențiale care intervin, ținînd seama de regulatoare, se determină cu considerarea condițiilor inițiale (de la sfîrșitul pasului anterior). Pentru reducerea erorilor datorate menținerii constante pe interval a valorilor de intrare, în soluțiile ecuațiilor diferențiale, se introduc corecții care țin seama de valorile mărimilor din intervalele vecine.

În stabilirea relațiilor de calcul se va face apel la reprezentările mașinilor sincrone, pe cale grafică, cu ajutorul curenților de scurtcircuit, utilizate de metodele romînești de analiză a sistemelor electroenergetice [3] [5]. Mașinile sincrone cu poli înecați se vor reprezenta prin curentul de scurtcircuit corespunzător forței electromotoare longitudinale E_d, iar cele cu poli aparenți prin curentul de scurtcircuit corespunzător forței electromotoare fictive E_Q.

Metoda este aplicată pe o schemă radială, avînd un consumator unic cu caracteristici cunoscute [3].

În cazul unui generator cu poli înecați (fig. 1), influența variației tensiunii rețelei asupra f.e.m. tranzitorii longitudinale se obține din următoarele trei ecuații :

— ecuația tensiunilor circuitului de excitație [1]

$$T_{d0} D (\Delta E'_d) = \Delta E_{de} - \Delta E_d, \tag{1}$$

unde

T_{d0} — constanta de timp a înfășurării de excitație,

D — operatorul $\frac{d}{dt}$,

$\Delta E'_d$ — abaterea forței electromotoare tranzitorie de la valoarea dinainte de perturbație E'_{d0} :

$$\Delta E'_d = E'_d - E'_{d0},$$

ΔE_{de} — abaterea tensiunii aplicate înfășurării de excitație a generatorului de la valoarea staționară E_{de0} (raportată la stator) :

$$\Delta E_{de} = E_{de} - E_{de0},$$

ΔE_d — abaterea forței electromotoare sincronă longitudinală a generatorului de la valoarea dinainte de perturbație $E_{d0} = E_{de0}$

$$\Delta E_d = E_d - E_{d0};$$

— ecuația tensiunilor pe axa longitudinală [1]

$$\Delta E_d = \frac{x_{d\Sigma}}{x'_{d\Sigma}} \cdot \Delta E'_d - \frac{x_d - x'_d}{x'_{d\Sigma}} \cdot \Delta(U \cos \delta), \qquad (2)$$

în care

$$x_{d\Sigma} = x_d + x_l,$$

$$x'_{d\Sigma} = x'_d + x_l,$$

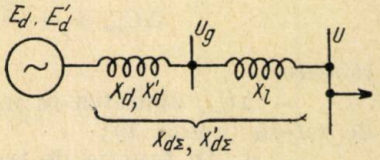


Fig. 1. — Schema unui generator legat la bara comună.

$$\Delta(U \cos \delta) = U \cos \delta - U_0 \cos \delta_0,$$

δ, δ_0 unghiurile dintre E_d și U, respectiv dintre E_0 și U_0;

— ecuația regulatorului de tensiune (se presupune un regulator avînd ca mărime de intrare tensiunea la bornele generatorului)

$$\Delta E_{de} = - \varphi_u(D) \cdot \Delta U_g, \qquad (3)$$

unde

$\varphi_u(D)$ este funcția de transfer a regulatorului de tensiune și a excitatoarei,

D — operatorul $\frac{d}{dt}$,

ΔU_g — abaterea tensiunii de la bornele generatorului față de valoarea dinainte de perturbație :

$$\Delta U_g = U_g - U_{g0}.$$

Din ecuațiile (1), (2) și (3), eliminînd pe ΔE_d și ΔE_{de}, se obține

$$(T'_d D + 1) \cdot \Delta E'_d = - \varphi_u(D) \cdot \frac{x'_{d\Sigma}}{x_{d\Sigma}} \cdot \Delta U_g + \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} \Delta(U \cos \delta), \qquad (4)$$

unde

$$T'_d = T_{d0} \cdot \frac{x'_{d\Sigma}}{x_{d\Sigma}}.$$

Pentru o funcție de transfer φ_u dată, ecuația (4) se integrează pe intervale cu ajutorul calculului operațional, considerînd de fiecare dată ca valori inițiale valorile de la sfîrșitul pasului precedent (anexa 2).

În acest mod se pot determina pentru fiecare pas abaterile $\Delta E'_d$ și deci valorile E'_d pentru toate generatoarele legate la bara unică. Cu ajutorul impedanțelor proprii și reciproce se găsesc apoi forțele electromotoare sincrone longitudinale E_d și se construiește diagrama curenților de scurt-circuit, cu valorile $I_d = \frac{E_d}{x_{d\Sigma}}$.

În cazul generatoarelor cu poli aparenți, relația (4) rămîne valabilă cunoașterea forțelor electromotoare E'_d permițînd apoi, cu ajutorul impedanțelor proprii și reciproce, aflarea forțelor electromotoare E_Q [2];

acestea permit calculul unor curenţi de scurtcircuit $I_Q = \frac{E_Q}{x_{Q\Sigma}}$ cu care se va construi de această dată diagrama.

Variaţia cuplului motor la arborele generatoarelor se determină din ecuaţia următoare [4]:

$$\Delta C_{mr} = -\frac{\varphi_v(D)}{S} \cdot [\Delta\Omega + \varphi_f(D) \cdot \Delta f], \qquad (5)$$

în care

— ΔC_{mr} abaterea în u.r. a cuplului mecanic stabilit de regulatorul de viteză (anexa 1);

— $\varphi_v(D)$ funcţia de transfer a regulatorului de viteză;

— S statismul său permanent;

$[\Delta\Omega + \varphi_f(D) \cdot \Delta f]$ mărimea de intrare la regulatorul de viteză, compusă din:

— $\Delta\Omega$ abaterea de viteză (în u.r.) a generatorului, măsurată de tahimetru,

— $\varphi_f(D) \cdot \Delta f$ semnalul de la regulatorul de frecvenţă, $\varphi_f(D)$ fiind funcţia de transfer a acestuia, iar Δf abaterea frecvenţei (în u.r.).

Prin integrarea ecuaţiei (5) se obţin valorile cuplului mecanic, care se păstrează constante pe interval (anexa 3).

3. METODA DE CALCUL

În cele ce urmează, vom arăta felul cum se efectuează calculul unui regim dinamic pe o reţea simplă reprezentată pe schema din figura 2, în care se produce o variaţie bruscă a puterii consumatorului.

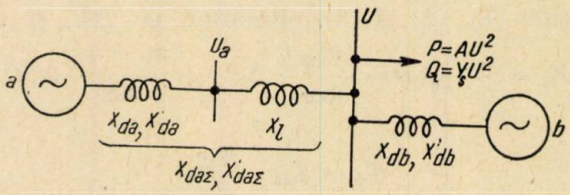


Fig. 2. — Schema paşilor.

Vom nota valorile diverselor mărimi ce intervin (tensiune, putere, unghi etc.) la începutul pasului prin simbolul mărimii respective cu un

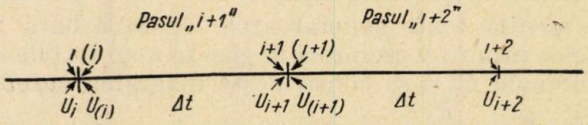


Fig. 3. — Schema sistemului utilizat la descrierea metodei.

indice corespunzător pasului anterior pus în paranteză (fig. 3). Pentru valoarea respectivă de la sfîrşitul pasului, indicele este al pasului respectiv, fără paranteză, cum este dat ca exemplu în figura 3 pentru tensiunea U.

După trasarea pe diagrama curenților de scurtcircuit a regimului dinainte de perturbație, în care cele două generatoare sînt reprezentate prin curenții de scurtcircuit $I_{a0} = \frac{E_{da0}}{x_{da\Sigma}}$, respectiv $I_{b0} = \frac{E_{db0}}{x_{db}}$ și prin unghiurile interne δ_{a0} și δ_{b0}, se calculează cu formula (6) forțele electromotoare tranzitorii longitudinale E'_{da0} și E'_{db0}.

$$E'_{d0} = \frac{x'_{d\Sigma}}{x_{d\Sigma}} \cdot E_{d0} + \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} \cdot U_0 \cos \delta_0. \tag{6}$$

Aceste forțe electromotoare se mențin constante imediat după perturbație, ele neputînd să aibă variație în salt. Cu forțele electromotoare tranzitorii se calculează valorile forțelor electromotoare longitudinale, care apar imediat după perturbație, utilizînd impedanțele proprii și reciproce corespunzătoare schemei electrice de după schimbarea bruscă a sarcinii [2]

$$E_{da\,(0)} = \frac{a_{bb} \cdot A_a \cdot E'_{da0} - a_{ab} \cdot A_b \cdot E'_{db0}}{a_{aa} \cdot a_{bb} - a_{ab} \cdot a_{ba}}$$

$$E_{db\,(0)} = \frac{a_{aa} \cdot A_b \cdot E'_{db0} - a_{ba} \cdot A_a \cdot E'_{da0}}{a_{aa} \cdot a_{bb} - a_{ab} \cdot a_{ba}}, \tag{7}$$

unde

$$a_{aa} = A_a - \frac{\cos \alpha_{aa}}{Z_{aa}}; \quad a_{bb} = A_b - \frac{\cos \alpha_{bb}}{Z_{bb}},$$

$$a_{ab} = \frac{\cos (\delta_{ab} - \alpha_{ab})}{Z_{ab}}; \quad a_{ba} = \frac{\cos (\delta_{ba} - \alpha_{ab})}{Z_{ab}},$$

$$A_a = \frac{1}{x_{da} - x'_{da}}; \quad A_b = \frac{1}{x_{db} - x'_{db}}.$$

De observat că în ecuațiile (7), atît timp cît schema electrică rămîne neschimbată, numai coeficienții a_{ab} și a_{ba} trebuie modificați în decursul regimului tranzitoriu, din cauza variției unghiului δ_{ab} dintre rotoarele celor două mașini.

Acest unghi nu se modifică însă imediat după perturbație (din cauza inerției rotoarelor) așa că

$$\delta_{ab\,(0)} = \delta_{ab0} = \delta_{a0} - \delta_{b0}.$$

În felul acesta, cu noile valori ale curenților de scurtcircuit

$$I_{a\,(0)} = \frac{E_{da\,(0)}}{x_{da\Sigma}} \text{ și } I_{b\,(0)} = \frac{E_{db\,(0)}}{x_{db}}$$

și cu noul unghi al sarcinii $\gamma_{(0)}$, se trasează graficul corespunzător regimului imediat după perturbație (fig. 4), care permite citirea tensiunii $U_{(0)}$ și a unghiurilor interne $\delta_{a\,(0)}$ și $\delta_{b\,(0)}$

$$\gamma_{(0)} = \operatorname{arc\,tg} \frac{A_{(0)}}{Y_{(0)}}, \tag{8}$$

unde

$A_{(0)}$ conductanţa echivalentă a sarcinii (după perturbaţie);

$Y_{(0)} = Y_{s(0)} + \frac{1}{x_{da\Sigma}} + \frac{1}{x_{db}}$ suma susceptanţelor sarcinii (după perturbaţie) şi a celor două generatoare.

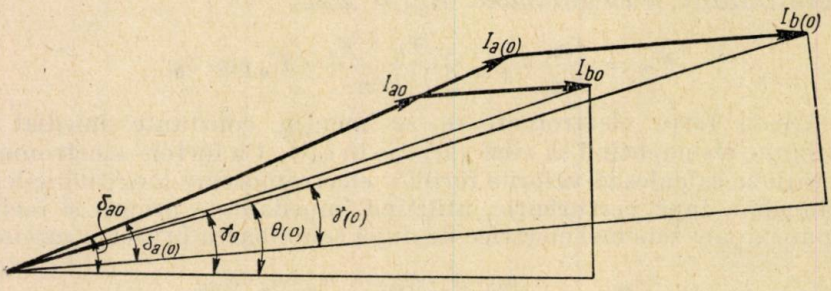


Fig. 4. — Graficul curenţilor de scurtcircuit pentru regimul iniţial.

Expresiile analitice ale mărimilor, ce se pot deduce grafic pe diagrama din figura 4 sînt

$$\delta_{a(0)} = \delta_{a0} + \gamma_{(0)} - \theta_{(0)},$$
$$\delta_{b(0)} = \delta_{b0} + \gamma_{(0)} - \theta_{(0)}, \tag{9}$$

unde

$$\theta_{(0)} = \operatorname{arc\,tg} \frac{I_{a(0)} \sin \delta_{a0} + I_{b(0)} \sin \delta_{b0}}{I_{a(0)} \cos \delta_{a0} + I_{b(0)} \cos \delta_{b0}}. \tag{10}$$

şi

$$U_{(0)} = \frac{I_{a(0)} \cos \delta_{a(0)} + I_{b(0)} \cdot \cos \delta_{b(0)}}{Y_{(0)}}. \tag{11}$$

De asemenea cu formula (12), care se deduce simplu, se poate calcula tensiunea pe bara a (fig. 2)

$$U_{a(0)} = \sqrt{\left[U_{(0)} + x_l\left(I_{a(0)} \cos \delta_{a(0)} - U_{(0)} \cdot \frac{1}{x_{da\Sigma}}\right)\right]^2 + (x_l \cdot I_{a(0)} \cdot \sin \delta_{a(0)})^2}. \tag{12}$$

În continuare, se obţin puterile electrice debitate de generatoare

$P_{ea(0)} = I_{a(0)} \cdot U_{(0)} \cdot \sin \delta_{a(0)}$ şi $P_{eb(0)} = I_{b(0)} \cdot U_{(0)} \cdot \sin \delta_{b(0)}$

şi abaterile lor

$$\Delta P_{ea(0)} = P_{ea(0)} - P_{ea0},$$
$$\Delta P_{eb(0)} = P_{eb(0)} - P_{eb0}. \tag{13}$$

După determinarea mărimilor ce caracterizează regimul ce apare imediat după perturbație, se poate trece la calculul pasului „1".

Pentru generalitate vom arăta felul cum se efectuează calculul pe un pas oarecare, metoda de calcul fiind identică pentru toți pașii pentru care schema electrică nu s-a modificat.

Calculul pasului „$i + 1$"

Se consideră cunoscute valorile următoarelor mărimi de la începutul acestui pas:

$E'_{d\,(i)}$ — f.e.m. tranzitorie longitudinală a generatorului;
$E_{d\,(i)}$ — f.e.m. sincronă longitudinală a generatorului;
$U_{(i)}$ — tensiunea pe bara cu consumator;
$U_{a\,(i)}$ — tensiunea la bornele generatorului „a";
$\delta_{(i)}$ — unghiul intern al mașinii;
$\Delta P_{e\,(i)}$ — abaterea puterii electrice debitată de generator față de puterea debitată înainte de perturbație,
$\Delta C_{mr(i)}$ — abaterea cuplului mecanic datorită acțiunii regulatorului de viteză (anexa 1 și 3).

Se consideră de asemenea cunoscute valorile acestor mărimi corespunzătoare unui pas anterior și valorile regimului permanent inițial notate cu indicele „0"

În cele ce urmează vom arăta felul cum se determină valorile de la începutul pasului următor $(i + 2)$.

Cunoscînd $\Delta P_{e\,(i)}$ și $\Delta C_{mr\,(i)}$ se poate calcula $\alpha_{(i)}$ pentru fiecare generator (anexa 1)

$$\alpha_{(i)} = \frac{\Omega_n}{T} \cdot (\Delta C_{mr\,(i)} - \Delta P_{e\,(i)}), \tag{14}$$

care se consideră constant pe întregul interval „$i + 1$". Se stabilesc apoi variațiile unghiurilor celor două generatoare (anexa 1)

$$\Delta\delta_{(i+1)} = \Delta\delta_{(i)} + \alpha_{(i)} \cdot \Delta t^2 \tag{15}$$

și unghiurile corespunzătoare la sfîrșitul pasului „$i + 1$"

$$\delta_{i+1} = \delta_{(i)} + \Delta\delta_{(i+1)}. \tag{16}$$

În ipoteza utilizării unui regulator de tensiune a cărei funcție de transfer este de forma

$$\varphi_u(D) = K_r \frac{T_r D + 1}{(T_e.D. + 1)(T_u D + 1)},$$

se determină cu expresia (6) din anexa 2 valoarea forței electromotoare tranzitorii

$$E'_{d\,(i+1)} = -\mu U_{g\,(i)} + \varepsilon U_{g\,(i-1)} + \nu U_{d\,(i)} - \varphi U_{d\,(i-1)} + \rho E'_{d\,(i)} - \sigma \cdot E'_{d\,(i-1)} + C, \tag{17}$$

unde μ, ε, ν, φ, ρ, σ, C, sînt constante care se obţin din expresiile (5) şi (7) din anexa 2, pentru fiecare generator în parte, o singură dată pentru toţi paşii. În expresia (17) pentru generatorul „b" care reglează după tensiunea barei comune $U_g = U$, iar pentru generatorul „a" $U_g = U_a$.

Se calculează apoi cu ecuaţiile (7) valorile forţelor electromotoare longitudinale $E_{da\,(i+1)}$ şi $E_{db\,(i+1)}$, recalculînd dintre constante numai coeficienţii a_{ab} şi a_{ba} în care se introduce unghiul dintre rotoarele generatoarelor la sfîrşitul acestui pas (16)

$$\delta_{ab\,i+1} = \delta_{a\,i+1} - \delta_{b\,i+1} = \delta_{ab\,(i+1)}.$$

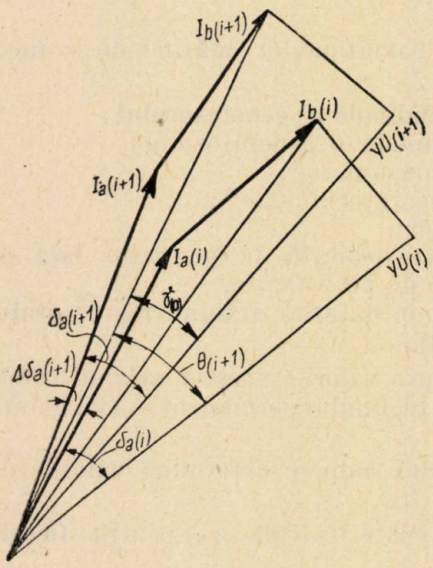


Fig. 5. — Graficul curenţilor de scurtcircuit pentru intervalul « $i + 1$ ».

Se poate reprezenta astfel pe graficul curenţilor de scurtcircuit (fig. 5) cei doi generatori la sfîrşitul pasului „$i + 1$".

Cu unghiul $\gamma_{(0)}$ constant (consumator de forma kU^2) se stabilesc pe grafic sau pe cale analitică noile unghiuri interne ale generatoarelor

$$\delta_{a\,(i+1)} = \delta_{a\,i+1} + \gamma_{(0)} - \theta_{(i+1)},$$
$$\delta_{b\,(i+1)} = \delta_{b,i+1} + \gamma_{(0)} - \theta_{(i+1)}, \tag{9'}$$

unde

$$\theta_{(i+1)} = \operatorname{arc\,tg} \frac{I_{a\,(i+1)} \sin \delta_{a\,i+1} + I_{b\,(i+1)} \cdot \sin \delta_{b\,i+1}}{I_{a\,(i+1)} \cos \delta_{a\,i+1} + I_{b\,(i+1)} \cos \delta_{b\,i+1}} \tag{10'}$$

şi tensiunile barelor :

$$U_{(i+1)} = \frac{I_{a\,(i+1)} \cdot \cos \delta_{a\,(i+1)} + I_{b\,(i+1)} \cdot \cos \delta_{b\,(i+1)}}{Y_{(0)}}, \tag{11'}$$

$$U_{a\,(i+1)} = \sqrt{[U_{(i+1)} + x_l (I_{a\,(i+1)} \cos \delta_{a\,(i+1)} - U_{(i+1)} \cdot Y_{da\Sigma})]^2 + (x_l \cdot I_{a(i+1)} \sin \delta_{a(i+1)})^2}. \tag{12'}$$

Deoarece, în calculele obişnuite de stabilitate dinamică se lucrează cu forţa electromotoare în spatele reactanţei tranzitorii E', este suficient pentru a găsi această mărime ca în ecuaţia (12') să se înlocuiască x_l cu $x_l + x'_d$.

În continuare, se obţin puterile electrice debitate de generatoare

$$P_{ea\,(i+1)} = U_{(i+1)} \cdot I_{a\,(i+1)} \sin \delta_{a\,(i+1)},$$
$$P_{eb\,(i+1)} = U_{(i+1)} \cdot I_{b\,(i+1)} \sin \delta_{b\,(i+1)},$$

și abaterile lor

$$\Delta P_{ea\,(i+1)} = P_{ea\,(i+1)} - P_{ea0},$$
$$\Delta P_{eb\,(i+1)} = P_{eb\,(i+1)} - P_{eb0}. \tag{13'}$$

Variația cuplului mecanic, ținînd seama de efectul regulatoarelor de viteză pentru care s-a luat $\varphi_v = \frac{1}{\tau D + 1}$ și neglijînd efectul autoreglajului, se găsește cu formula (18) (vezi anexa 3)

$$\Delta C_{mr\,(i+1)} = -\zeta \Delta \delta_{(i+1)} + \xi \Delta C_{mr\,(i)}, \tag{18}$$

unde constantele ζ și ξ se calculează cu expresiile (8) anexa 3.

S-au determinat astfel toate mărimile necesare efectuării calculului pasului următor'' $i + 2$''.

Observație. În cazul în care se dorește să se ia în considerație și rezistența liniei de legătură, metoda de calcul rămîne cea prezentată mai sus modificîndu-se numai structura unor formule așa cum se arată în anexa 4.

4. POSIBILITĂȚILE METODEI

Deoarece metoda de integrare folosită conduce la soluții care conțin valori ale mărimilor din pasul respectiv și din pasul anterior, metoda de calcul propusă poate fi ușor utilizată la calcule pe mașini electronice cifrice.

În acest caz, introducerea unor funcții de transfer mai complete pentru regulatoare, nu constituie o dificultate.

În plus, folosirea impedanțelor proprii și reciproce aplicate atît analizei prin curenți de scurtcircuit [6] cît și metodele clasice permite extinderea metodei de calcul la sisteme electroenergetice complexe.

Studiile noastre viitoare vor analiza în continuare această metodă de calcul și vor trage concluzii asupra posibilităților ei.

ANEXA 1

Se consideră ecuația cunoscută a mișcării rotorului unui generator

$$T \frac{d\Omega}{dt} = C_m - C_e, \tag{1}$$

în care

T — timpul de lansare (în secunde),

$\Omega = \frac{\Omega'}{\Omega_n}$ — viteza unghiulară de rotație (în u. r.) raportată la viteza sincronă Ω_n,

$C_m = \frac{C'_m}{C_n}$ — cuplul mecanic (în u. r.) raportat la cuplul nominal al generatorului C_n,

$C_e = \frac{C'_e}{C_n}$ cuplul electric (în u. r.).

Punînd

$$C_m = C_{m0} + \Delta C_m \text{ şi } C_e = C_{e0} + \Delta C_e \tag{2}$$

unde ΔC_m, ΔC_e sînt abaterile cuplului mecanic, respectiv electric, în regimul dinamic de după o perturbaţie, faţă de valoarea cuplului din regimul staţionar $C_{m0} = C_{e0}$ (în u. r.), ecuaţia (1) devine

$$T\frac{d\Omega}{dt} = \Delta C_m - \Delta C_e \tag{3}$$

Dacă se notează P_m puterea mecanică (în u. r) corespunzătoare cuplului C_m (în u. r.) şi vitezei unghiulare Ω (în u. r.), şi ΔP_m abaterea ei (în u. r.) faţă de puterea din regim staţionar $P_{m0} = C_{m0} \cdot \Omega_0$, rezultă :

$$P_m = P_{m0} + \Delta P_m = C_m \cdot \Omega = (C_{m0} + \Delta C_m)(\Omega_0 + \Delta\Omega), \tag{4}$$

unde $\Delta\Omega$ este abaterea vitezei unghiulare de rotaţie (în u. r.).

Cu neglijarea termenilor de ordin superior din (4) se obţine

$$\Delta P_m \cong \Omega_0 \cdot \Delta C_m + C_{m0} \cdot \Delta\Omega \tag{5}$$

şi la fel

$$\Delta P_e \cong \Omega_0 \cdot \Delta C_e + C_{e0} \cdot \Delta\Omega. \tag{6}$$

Deoarece $\Omega_0 = 1$, rezultă

$$\Delta P_m = \Delta C_m + C_{m0} \cdot \Delta\Omega, \tag{5'}$$

şi

$$\Delta P_e = \Delta C_e + C_{e0} \cdot \Delta\Omega; \tag{6'}$$

astfel încît diferenţa $\Delta C_m - \Delta C_e$ se poate înlocui cu $\Delta P_m - \Delta P_e$ şi ecuaţia (3) să se scrie

$$T\frac{d\Omega}{dt} = \Delta P_m - \Delta P_e. \tag{7}$$

Deoarece, pe partea mecanică relaţiile din literatură se referă de obicei la cuplu, iar pe partea electrică la putere, vom utiliza în cele ce urmează forma (8) pentru ecuaţia de mişcare

$$T\frac{d\Omega}{dt} = \Delta C_m - \Delta P_e + C_{e0} \cdot \Delta\Omega. \tag{8}$$

Abaterea cuplului mecanic se poate pune sub forma a două componente

$$\Delta C_m = \Delta C_{mr} + \Delta C_{ma}, \tag{9}$$

unde

ΔC_{mr} — abaterea de cuplu datorită acţiunii regulatorului de viteză al turbinii ;

ΔC_{ma} — abaterea de cuplu datorită acţiunii autoreglajului (dependenţei cuplului mecanic de viteză) de forma $\Delta C_{ma} = -a \cdot \Delta\Omega$.

Ştiind că $\frac{d\Omega}{dt} = \frac{d}{dt}(\Omega_0 + \Delta\Omega) = \frac{d\Delta\Omega}{dt}$ ecuaţia (8) devine

$$T\frac{d\Delta\Omega}{dt} + A \cdot \Delta\Omega = \Delta C_{mr} - \Delta P_e, \tag{10}$$

unde $A = a - C_{e0}$ este un coeficient general de autoreglaj.

În continuare, se notează δ' (în rad) unghiul făcut de o axă solidară cu masa de rotaţie faţă de poziţia aceleeaşi axe în cazul că masa s-ar roti cu viteza de sincronism (fig. 1). Se obţine astfel

$$\Delta\Omega = \Omega - \Omega_0 = \frac{1}{\Omega_n} \cdot \frac{d\delta'}{dt}, \tag{11}$$

care introdusă în (10) conduce la ecuaţia (12)

$$T \cdot \frac{1}{\Omega_n} \cdot \frac{d^2\delta'}{dt^2} + \frac{A}{\Omega_n} \cdot \frac{d\delta'}{dt} = \Delta C_{mr} - \Delta P_e. \tag{12}$$

În general, se admite A neglijabil, astfel că ecuaţia (12) se scrie sub forma

$$\frac{T}{\Omega_n} \cdot \frac{d^2\delta'}{dt^2} = \Delta C_{mr} - \Delta P_e, \tag{13}$$

sau

$$\frac{d^2\delta'}{dt^2} = \alpha, \tag{13'}$$

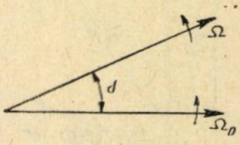


Fig. 1.1. — Reprezentarea axelor unui generator.

unde

$$\alpha = \frac{\Omega_n}{T} (\Delta C_{mr} - \Delta P_e).$$

Această ecuaţie se integrează pe intervalul de timp corespunzător pasului „$i + 1$" cu ajutorul calculului operaţional (transformata Carson) considerînd

$$\alpha = \alpha_i = \text{const.}$$

$$p^2 \delta'(p) - p^2\delta_i' - p(\delta')_i' = \alpha_i, \tag{14}$$

unde

δ_i' — valoarea iniţială a mărimii δ',

$(\delta')_i'$ — valoarea iniţială a derivatei lui δ' în raport cu timpul.

Soluţia în t a ecuaţiei (14) este

$$\delta'(t) = \frac{\alpha_i}{2} t^2 + \delta_i' + (\delta')_i' t, \tag{15}$$

deci valoarea unghiului δ' la sfîrşitul pasului „$i + 1$" ($t = \Delta t$) are expresia

$$\delta_{i+1}' = \delta_i' + \frac{\alpha_i}{2} \Delta t^2 + (\delta')_i' \Delta t. \tag{16}$$

Pentru micşorarea erorii datorate faptului că pe fiecare interval α_i se menţine constant, se admite pentru $(\delta')_i'$ valoarea

$$(\delta')_i' = \frac{\delta_{i+1}' - \delta_{i-1}'}{2\Delta t}, \tag{17}$$

obţinîndu-se valoarea cunoscută din literatură

$$\delta_{i+1}' - \delta_{i-1}' = \delta_i' - \delta_{i-1}' + \alpha_i \Delta t^2, \tag{18}$$

sau cu notaţia obişnuită (fig. 1.2)

$$\Delta\delta_{(i+1)} = \Delta\delta_{(i)} + \alpha_i \Delta t^2. \tag{18'}$$

Pentru pasul „1" $\delta_0' = 0$ şi $(\delta')_0' = 0$ astfel că ecuaţia (16) devine

$$\Delta\delta_{(1)} = \frac{\alpha_0}{2} \Delta t^2.$$

Integrarea ecuaţiei complete (12) conduce la relaţii mai complicate. Scopul lucrării fiind acela de a introduce influenţa regulatoarelor de tensiune şi viteză în metoda de calcul clasică a stabilităţii dinamice, vom reţine, în această lucrare, soluţia aproximativă (18′).

Expresia abaterii de viteză (în u. r.) se obţine din (11) şi (15):

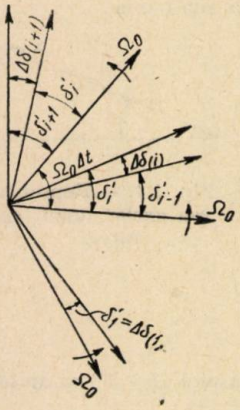


Fig. 1.2. — Reprezentarea axelor unui generator în regim dinamic.

$$\Delta\Omega = \frac{1}{\Omega_n}\frac{d\delta'}{dt} = \frac{1}{\Omega_n}[\alpha_i t + (\delta')_i'] =$$

$$= \frac{1}{\Omega_n}\left(\alpha_i t + \frac{\delta'_{i+1} - \delta'_{i-1}}{2\Delta t}\right). \tag{19}$$

Luînd drept valoare medie a abaterii de viteză pe intervalul „$i + 1$" valoarea corespunzătoare mijlocului intervalului, $\left(t = \frac{\Delta t}{2}\right)$ se obţine

$$\Delta\Omega_{r,\,i+1} = \frac{1}{\Omega_n}\left(\alpha_i \frac{\Delta t}{2} + \frac{\delta'_{i+1} - \delta'_{i-1}}{2\Delta t}\right) \tag{20}$$

sau folosind (18) şi (18′):

$$\Delta\Omega_{r,\,i+1} = \frac{1}{\Omega_n} \cdot \frac{\Delta\delta_{(i+1)}}{\Delta t} \tag{21}$$

unde $\Delta\delta$ se pune în rad, iar Ω_n în rad/s.

ANEXA 2

Calculul valorii forţei electromotoare E'_d la sfîrşitul pasului „$i + 1$"

Vom considera pentru exemplificare că funcţia de transfer a regulatorului de tensiune are expresia:

$$\varphi_u(D) = K_r \frac{T_r D + 1}{(T_u D + 1)(T_e D + 1)}.$$

În acest caz, ecuaţia (4) din lucrare devine:

$$(T'_d D + 1)(T_e D + 1)(T_u D + 1) \cdot \Delta E'_d = -K'_r (T_r D + 1) \cdot \Delta U_g +$$

$$+ \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} (T_u D + 1)(T_e D + 1)\,\Delta U_d \tag{1}$$

unde:

$$K'_r = K_r \frac{x'_{d\Sigma}}{x_{d\Sigma}}$$

$$\Delta U_g = U_g - U_{g0}$$

$$\Delta U_d = U \cos\delta - U_0 \cos\delta_0.$$

Această ecuaţie se integrează pe intervalul de timp corespunzător pasului „$i + 1$" cu ajutorul calculului operaţional (transformata Carson) luînd drept condiţii iniţiale valorile de la sfîrşitul intervalului anterior şi considerînd mărimile ΔU_g şi ΔU_d constante pe acest pas.

Punînd ecuația (1) sub formă operațională obținem :

$$(T_d' p + 1)(T_e p + 1)(T_u p + 1) \cdot \Delta E_d'(p) - [T_d' T_u T_e p^3 + (T_d' T_u + T_u T_e + T_e T_d') p^2 +$$

$$(T_d' + T_u + T_e) p] \cdot \Delta E_{di}' - [T_d' T_u T_e p^2 + (T_d' T_u + T_u T_e + T_e T_d') p] (\Delta E_d')_i' - \quad (2)$$

$$- T_d' T_u T_e p (\Delta E_d')_i'' = -K_r' (T_r p + 1) \Delta U_{g(i)} + K_r' T_r p \Delta U_{gi} +$$

$$+ \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} (T_u p + 1)(T_e p + 1) \Delta U_{d(i)} + \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} [T_u T_e p^2 + (T_u + T_e) p] \cdot \Delta U_{di}$$

unde :

$\Delta E_{di}'$ — valoarea inițială a mărimii $\Delta E_d'$;
deoarece f.e.m. E_d' nu are variații în salt $\Delta E_{di}' = \Delta E_{d(i)}'$

$(\Delta E_d')_i'$ — valoarea inițială a derivatei lui $\Delta E_d'$ în raport cu timpul

$(\Delta E_d')_i''$ — valoarea inițială a derivatei a doua a lui $\Delta E_d'$ în raport cu timpul ;

$\Delta U_{g(i)} = U_{g(i)} - U_{g0}$ — abaterea tensiunii generatorului de la tensiunea staționară U_{g0}, la începutul pasului „$i + 1$".

$\Delta U_{d(i)} = U_{(i)} \cos \delta_{(i)} - U_0 \cos \delta_0$ — abaterea componentei longitudinale a tensiunii de la valoarea staționară $U_0 \cos \delta_0$, la începutul pasului „$i + 1$"

$\Delta U_{gi} = U_{g(i-1)} - U_{g0}$ — valoarea inițială a abaterii tensiunii de la bornele mașinii ;

$\Delta U_{di} = U_{(i-1)} \cos \delta_{(i-1)} - U_0 \cos \delta_0$ — valoarea inițială a abaterii componentei longitudinale a tensiunii.

sau :

$$\Delta E_d'(p) = -K_r' \frac{T_r p + 1}{(T_d' p + 1)(T_u p + 1)(T_e p + 1)} \cdot \Delta U_{g(i)} +$$

$$+ \frac{K_r' \cdot T_r p}{(T_d' p + 1)(T_u p + 1)(T_e p + 1)} \cdot \Delta U_{gi} + \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} \cdot \frac{1}{T_d' p + 1} \cdot \Delta U_{d(i)} - \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} \cdot$$

$$\frac{T_u T_e p^2 + (T_e + T_u) p}{(T_d' p + 1)(T_u p + 1)(T_e p + 1)} \cdot \Delta U_{di} + \quad (2')$$

$$+ \frac{T_d' T_e T_u p^3 + (T_d' T_e + T_e T_u + T_e T_d') p^2 + (T_d' + T_e + T_u) \cdot p}{(T_d' p + 1)(T_e p + 1)(T_u p + 1)} \cdot \Delta E_{di}' +$$

$$+ \frac{T_d' T_e T_u p^2 + (T_d' T_e + T_e T_u + T_d' \cdot T_u) p}{(T_d' p + 1)(T_e p + 1)(T_u p + 1)} \cdot (\Delta E_d')_i' +$$

$$+ \frac{T_d' \cdot T_e \cdot T_u \cdot p}{(T_d' p + 1)(T_e p + 1)(T_u p + 1)} \cdot (\Delta E_d')_i''$$

Trecînd la originalul expresiei (2′) rezultă pentru $t = \Delta t$:

$$\Delta E'_{d(i+1)} = -K'_r \left[\frac{T_r T'_d - T'^2_d}{(T'_d - T_u)(T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_r T_u - T_u^2}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_r T_e - T_e^2}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} + 1 \right] \cdot \Delta U_{g(i)} + K'_r \cdot T_r \left[\frac{T'_d}{(T'_d - T_u)(T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \right.$$

$$+ \frac{T_u}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} \cdot e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \frac{T_e}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \Big] \cdot \Delta U_{gi} +$$

$$+ \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} \left[1 - e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} \right] \cdot \Delta U_{d(i)} - \tag{3}$$

$$- \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} \cdot \left[\frac{T'_d T_u + T'_d T_e - T_u T_e}{(T'_d - T_u) \cdot (T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u^2}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_e^2}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right] \cdot \Delta U_{di} + \left[\frac{T'^2_d}{(T'_d - T_u)(T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \right.$$

$$+ \frac{T_u^2}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \frac{T_e^2}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \Big] \cdot \Delta E'_{di} +$$

$$+ \left[\frac{T'^2_d (T_u + T_e)}{(T'_d - T_u)(T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u^2 (T'_d + T_e)}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_e^2 (T_u + T'_d)}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right] \cdot (\Delta E'_d)'_i + T'_d \cdot T_u \cdot T_e \left[\frac{T'_d}{(T'_d - T_u)(T'_d - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_u}{(T_u - T'_d)(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \frac{T_e}{(T_e - T'_d)(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right] \cdot (\Delta E'_d)''_i,$$

Pentru $(\Delta E'_d)'_i$ şi $(\Delta E'_d)''_i$ trebuie introduse valorile exacte, calculate la pasul anterior. În mod aproximativ pentru $(\Delta E'_d)'_i$ şi $(\Delta E'_d)''_i$ se pot folosi relaţiile următoare:

$$(\Delta E'_d)'_i = \frac{\Delta E'_{d(i+1)} - \Delta E'_{d(i-1)}}{2 \cdot \Delta t}$$

$$(\Delta E'_d)''_i = \frac{\dfrac{\Delta E'_{d(i+1)} - \Delta E'_{d(i)}}{\Delta t} - \dfrac{\Delta E'_{d(i)} - \Delta E'_{d(i-1)}}{\Delta t}}{\Delta t} = \frac{\Delta E'_{d(i+1)} - 2\Delta E'_{d(i)} + \Delta E'_{d(i-1)}}{\Delta t^2}.$$

Deoarece Δt este acelaşi pentru fiecare pas, parantezele drepte din ecuaţia de mai sus reprezintă mărimi constante care se calculează o dată pentru toţi paşii.

Deci ecuaţia (3) devine:

$$\Delta E'_{d(i+1)} = -\mu' \cdot \Delta U_{g(i)} + \varepsilon' \Delta U_{gi} + \nu' \Delta U_{d(i)} - \varphi' \cdot \Delta U_{di} + \rho' \cdot \Delta E'_{d(i)} +$$

$$+ \sigma' \cdot \frac{\Delta E'_{d(i+1)} - \Delta E'_{d(i-1)}}{2\,\Delta t} + \varkappa' \frac{\Delta E'_{d(i+1)} - 2\Delta E'_{d(i)} + \Delta E'_{d(i-1)}}{\Delta t^2} \tag{4}$$

unde :

$$\mu' = K_r' \left[\frac{T_r T_d' - T_d'^2}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_r T_u - T_u^2}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_r T_e - T_e^2}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} + 1 \right]$$

$$\varepsilon' = K_r' \cdot T_r \left[\frac{T_d'}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right. \quad (5)$$

$$\left. + \frac{T_e}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right].$$

$$\nu' = \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} \left[1 - e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} \right]$$

$$\varphi' = \frac{x_d - x_d'}{x_{d\Sigma}} \left[\frac{T_d' T_u + T_d' \cdot T_e - T_u T_e}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u^2}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_e^2}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right]$$

$$\rho' = \frac{T_d'^2}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u^2}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \frac{T_e^2}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}}$$

$$\sigma = \frac{T_d'^2 (T_u + T_e)}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u^2 (T_d' + T_e)}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \frac{T_e^2 (T_u + T_d')}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}}$$

$$\varkappa' = T_d' \cdot T_u \cdot T_e \left[\frac{T_d'}{(T_d' - T_u)(T_d' - T_e)} \cdot e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} + \frac{T_u}{(T_u - T_d')(T_u - T_e)} e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} + \right.$$

$$\left. + \frac{T_e}{(T_e - T_d')(T_e - T_u)} e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} \right]$$

În final, forța electromotoare tranzitorie este dată de următoarea expresie :

$$E'_{d(i+1)} = -\mu \cdot U_{g(i)} + \varepsilon U_{q(i-1)} + \nu U_{d(i)} - \varphi U_{d(i-1)} + \rho E'_{d(i)} - \sigma \cdot E'_{d(i-1)} + C \quad (6)$$

unde

$$E'_{d(i+1)} = E'_{d0} + \Delta E'_{d(i+1)};$$

$$\mu = \frac{\mu'}{1 - \frac{\sigma'}{2\,\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}; \quad \varepsilon = \frac{\varepsilon'}{1 - \frac{\sigma'}{2\,\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}} \quad (7)$$

$$\nu = \frac{\nu'}{1 - \frac{\sigma'}{2\,\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}; \quad \varphi = \frac{\varphi'}{1 - \frac{\sigma'}{2\,\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}$$

$$\rho = \frac{\rho' - \frac{2\varkappa'}{\Delta t^2}}{1 - \frac{\sigma'}{2 \cdot \Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}; \quad \sigma = \frac{\frac{\sigma'}{2\,\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}{1 - \frac{\sigma'}{2\Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}$$

$$C = \frac{(\mu' - \varepsilon') \cdot U_{g0} + (\varphi' - \nu') \cdot U_{d0} + (1 - \rho') \cdot E'_{d0}}{1 - \frac{\sigma'}{2 \cdot \Delta t} - \frac{\varkappa'}{\Delta t^2}}$$

Observaţie.
Utilizînd acelaşi procedeu se poate integra separat ecuaţia (3) din lucrare:

$$\Delta E_{de} = - K_r \frac{T_r D + 1}{(T_u D + 1)(T_e D + 1)} \cdot \Delta U_g$$

obţinîndu-se astfel variaţia mărimii ΔE_{de} pe intervalul respectiv.
Considerînd această variaţie liniară în timp, se integrează apoi ecuaţia (4) din lucrare:

$$(T'_d D + 1) \cdot \Delta E'_d = \frac{x'_{d\Sigma}}{x_{d\Sigma}} \cdot \Delta E_{de} + \frac{x_d - x'_d}{x_{d\Sigma}} \cdot \Delta U_d$$

şi rezultă abaterea f.e.m. tranzitorii $\Delta E'_d$.

ANEXA 3

Calculul cuplului mecanic la sfîrşitul pasului „$i + 1$"

Neglijînd coeficientul de autoreglaj, se poate considera că variaţia cuplului mecanic se datoreşte numai acţiunii reglajului primar şi secundar, exprimată în acest caz prin relaţia:

$$\Delta C_{mr} = - \frac{\varphi_r(D)}{S} [\Delta \Omega_r + \varphi_f(D)\, \Delta f]. \tag{1}$$

Cu scopul de a arăta numai principiul metodei, pe un exemplu simplu, ne vom situa în ipoteza lipsei reglajului de frecvenţă şi vom considera pentru funcţia de transfer a regulatorului de viteză expresia:

$$\varphi_v(D) = \frac{1}{\tau D + 1}. \tag{2}$$

Astfel ecuaţia (1) devine:

$$(\tau D + 1) \cdot \Delta C_{mr} = - \frac{\Delta \Omega_r}{S}. \tag{3}$$

Integrînd această ecuaţie în condiţii iniţiale diferite de zero, obţinem pentru pasul „$i + 1$"

$$\Delta C_{mr\,(i+1)} = - \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}\right) \frac{\Delta \Omega_{r,\,i+1}}{S} + e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \cdot \Delta C_{mr(i)} \tag{4}$$

cum Δt reprezintă o constantă

$$\Delta C_{mr(i+1)} = - \zeta' \Delta \Omega_{r,\,i+1} + \xi\, \Delta C_{mr(i)} \tag{5}$$

unde

$$\zeta' = \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}\right) \cdot \frac{1}{S}; \qquad \xi = e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \tag{6}$$

sînt mărimi constante care se calculează o dată pentru toţi paşii.
Înlocuind pe $\Delta\Omega_{r,\,i+1}$ cu expresia dată în anexa 1 se obţine:

$$\Delta C_{mr\,(i+1)} = -\zeta\Delta\delta_{(i+1)} + \xi\Delta C_{mr\,(i)} \tag{7}$$

unde

$$\zeta = \frac{\zeta'}{\Omega_n \Delta t} = \frac{1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}}{\Omega_n \cdot \Delta t \cdot S}. \tag{8}$$

ANEXA 4

Introducerea rezistenţelor longitudinale

Vom da mai jos ecuaţiile care rezultă pentru cazul în care se ia în consideraţie rezistenţa liniei de legătură pentru schema din fig. 4.1.

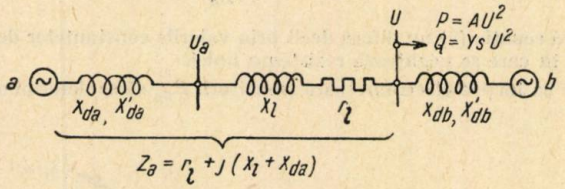


Fig. 4.1. — Schema sistemului utilizat la descrierea metodei.

Se poate stabili uşor de pe schemă că curentul prin linie este:

$$I_e = \frac{E_{da}\underline{|\delta_a} - U}{Z_a\underline{|\psi_a}} = \frac{E_{da}}{Z_a}\underline{|\delta_a - \psi_a} - \frac{U}{Z_a}\underline{|-\psi_a} \tag{1}$$

unde δ_a — unghiul dintre tensiunea U luată origine de fază şi forţa electromotoare longitudinală E_{da}

$$\psi_a = \operatorname{arc\,tg}\frac{x_{da\Sigma}}{r_e}$$

şi deci curentul longitudinal al generatorului „a" este:

$$I_{da} = \frac{E_{da}}{Z_a}\cos\alpha_a - \frac{U}{Z_a}\cos(\delta_a - \alpha_a) \tag{2}$$

unde

$$\alpha_a = \frac{\pi}{2} - \psi_a.$$

În acelaşi timp

$$I_{da} = \frac{E_{da} - E'_{da}}{x_{da} - x'_{da}} \tag{3}$$

Din (2) şi (3) se obţine:

$$E_{da} = \frac{Z_a}{Z_a - (x_{da} - x'_{da}) \cos \alpha_a} E'_{da} - \frac{x_{da} - x'_{da}}{Z_a - (x_{da} - x'_{da}) \cos \alpha_a} \cdot U \cdot \cos (\delta_a - \alpha_a) \tag{4}$$

Sau scriind abaterile respective faţă de valorile staţionare iniţiale, căpătăm:

$$\Delta E_{da} = \frac{Z_a}{Z'_a} \Delta E'_{da} - \frac{x_{da} - x'_{da}}{Z'_a} \Delta [U \cos (\delta_a - \alpha_a)] \tag{5}$$

unde

$$Z'_a = Z_a - (x_{da} - x'_{da}) \cos \alpha_a$$

Şi deci ecuaţia (4) din lucrare are pentru maşina „a", în cazul cînd se ia în consideraţie rezistenţa liniei de legătură, expresia:

$$(T'_{da} D + 1) \Delta E'_{da} = - \varphi_{ua}(D) \frac{Z'_a}{Z_a} \Delta U_a + \frac{x_{da} - x'_{da}}{Z_a} \Delta [U \cos (\delta_a - \alpha_a)] \tag{6}$$

unde:

$$T'_{da} = T_{d0a} \frac{Z'_a}{Z_a}$$

Se observă că ecuaţia (6) nu diferă decît prin valorile constantelor de ecuaţia corespunzătoare pentru cazul în care se neglijează rezistenţa liniei.

Aceasta face ca forţele electromotoare tranzitorii E'_{da} să se determine cu ecuaţii similare ecuaţiei (17).

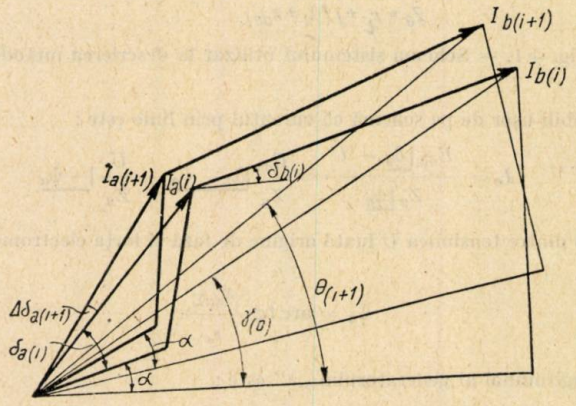


Fig. 4.2. — Graficul curenţilor de scurtcircuit pentru intervalul « $i + 1$ ».

În continuare, mersul calculului este analog celui descris în lucrare: cu noile valori ale lui E'_d se determină E_d şi apoi se obţine diagrama curenţilor de scurtcircuit, care în cazul de faţă are următoarea reprezentare (fig. 4.2).

Formulele (8), (10′), (11′), (12′) şi 13′), din lucrare au în acest caz următoarele expresii :

$$\gamma_{(0)} = \frac{A + \frac{1}{z_a} \sin \alpha_a}{y_s + \frac{1}{x_{db}} + \frac{1}{z_a} \cos \alpha_a}. \tag{8′}$$

$$\theta_{(i+1)} = \frac{I_{a\,(i+1)} \sin (\delta_{a,\,i+1} + \alpha_a) + I_{b\,(i+1)} \sin \delta_{b,\,i+1}}{I_{a\,(i+1)} \cos (\delta_{a,\,i+1} + \alpha_a) + I_{b\,(i+1)} \cos \delta_{b,\,i+1}}. \tag{10″}$$

$$U_{(i+1)} = \frac{I_{a\,(i+1)} \cos (\delta_{a\,(i+1)} + \alpha_a) + I_{b\,(i+1)} \cos \delta_{b\,(i+1)}}{y_s + \frac{1}{x_{db}} + \frac{1}{z_a} \cos \alpha_a}. \tag{11″}$$

$$U_{a\,(i+1)} = \sqrt{\left[U_{(i+1)} + z_e \left(I_{a\,(i+1)} \cos (\delta_{a\,(i+1)} - \alpha_a + \beta_e) - \frac{U_{(i+1)}}{z_a} \cos (\beta_e - \alpha_a)\right)\right]^2 +}$$

$$+ z_e^2 \left[I_{a\,(i+1)} \sin (\delta_{a\,(i+1)} - \alpha_a + \beta_e) - \frac{U_{(i+1)}}{z_a} \sin (\beta_e - \alpha_a)\right]^2 \tag{12″}$$

unde $\beta_e = \text{arc tg} \frac{r_e}{x_e}$

$$P_{ea\,(i+1)} = U_{(i+1)} I_{a\,(i+1)} \sin (\delta_{a\,(i+1)} + \alpha_a) - \frac{U^2_{(i+1)}}{z_a} \sin \alpha_a. \tag{13″}$$

Restul calculului se efectuează absolut identic ca pentru cazul în care nu se ia în consideraţie rezistenţa liniei de legătură.

ВВЕДЕНИЕ ЭФФЕКТА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается метод расчета динамических режимов электроэнергетических систем с учетом действия автоматических регуляторов напряжения, скорости, частоты-мощности и т.д.

Предполагаемый метод применяет принцип последовательных интервалов для расчета динамической устойчивости, изменяя в каждом интервале контролируемые регуляторами величины. Регуляторы вводятся в расчет полностью с их функциями передачи и реагируют на действительные изменения соответствующих входных величин.

Метод подходит для программирования на электронных цифровых вычислительных машинах и сводит к минимуму количество необходимых запоминаний, что осуществляется методом интегрирования, отличным от метода интеграла Юдамеля.

Для примера метод применен к радиальной схеме с одним потребителем, причем синхронные двигатели представляются токами короткого замыкания, а агрегаты контролируются только регулятором напряжения и скорости.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема генератора, подключенного к общим шинам.
Рис. 2. — Схема интервалов.
Рис. 3. — Схема примененной системы при описании метода.
Рис. 4. — График токов короткого замыкания для исходного режима.
Рис. 5. — График токов короткого замыкания для интервала „$i + 1$".

Приложение 1.

Рис. 1. — Изображение валов генератора.
Рис. 2. — Изображение валов генератора в динамическом режиме.

Приложение 4.

Рис. 1. — Схема примененной при описании метода системы.
Рис. 2. — График токов короткого замыкания для интервала „$i + 1$".

INTRODUCTION DES EFFETS DU RÉGLAGE AUTOMATIQUE DANS LE CALCUL DES RÉGIMES DYNAMIQUES DES SYSTÈMES ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUES

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent, pour le calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques, une méthode qui tient compte de l'action des régulateurs automatiques de tension, vitesse, fréquence-puissance, etc.

La méthode proposée utilise les principes du calcul par intervalles successifs de la stabilité dynamique, en modifiant à chaque intervalle les grandeurs contrôlées par les régulateurs. Ceux-ci sont introduits dans le calcul avec leurs fonctions de transfert complètes et sont considérés soumis à l'action des variations réelles des grandeurs d'entrée respectives.

La méthode permet d'établir des programmes pour le calcul au moyen des calculatrices électroniques digitales, en réduisant au minimum le nombre d'adresses de mémoire nécessaires, ce que l'on réalise par une méthode d'intégration, autre que la méthode de l'intégrale de Duhamel.

A titre d'exemple, la méthode est appliquée à un schéma radial avec un consommateur unique, les machines synchrones étant représentées par leurs courants de court-circuit, et les groupes n'étant contrôlés que par des régulateurs de tension et de vitesse.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma d'une génératrice connectée aux barres omnibus.
Fig. 2. — Schéma des intervalles.
Fig. 3. — Schéma du système ayant servi à décrire la méthode.
Fig. 4. — Graphique des courants de court-circuit dans le régime initial.
Fig. 5. — Graphique des courants de court-circuit dans l'intervalle « $i + 1$ ».

Annexe 1

Fig. 1. — Représentation des axes d'une génératrice.
Fig. 2. — Représentation des axes d'une génératrice en régime dynamique.

Annexe 4

Fig. 1. — Schéma du système utilisé pour décrire la méthode.
Fig. 2. — Graphique des courants de court-circuit dans l'intervalle « $i + 1$ ».

BIBLIOGRAFIE

1. B. A. Веников, *Электромеханические переходные процессы в электрических системах*. Г. Э. И. (1958).
2. P. S. Idanov, *Stabilitatea sistemelor electrice*. Ed. energetică de stat, Bucureşti, 1952.
3. Paul Dimo, *Analiza sistemelor electroenergetice prin separarea nodurilor şi utilizarea curenţilor de scurtcircuit*. Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.
4. — *Analyse des différents procédés utilisés pour le réglaje fréquence-puissance*. Rap. *328* — CIGRÉ — 1960.
5. — *Reprezentarea maşinii sincrone prin curenţii săi de scurtcircuit*. Energetica, Bucureşti, *10*, 471—473 (1956).
6. — *Analiza sistemelor complexe prin separarea nodurilor*. Energetica, *8* (1960).

MOTORUL ELECTROMAGNETIC CU MIŞCARE ALTERNATIVĂ

DE

MATEI MARINESCU

MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI R.P.R.

Introducere. Numeroase sînt cazurile de aplicaţii practice în care avem nevoie de o putere mecanică dezvoltată sub forma unei mişcări alternative de dute-vino. Citǎm astfel: acţionarea pompelor cu piston, vibratoare mecanice, generatori sonici, ferăstrae, ciocane ş.a.m.d.

În marea majoritate a cazurilor, problema se rezolvă prin transformarea mişcării de rotaţie, a motoarelor electrice rotative, în mişcare de „dute-vino" prin mecanisme (bielă-manivelă, excentrice, came etc.).

La puteri mici, de ordinul zecilor de waţi se folosesc şi electromagneţi cu cursă scurtă, care exercită asupra unei armături elastice, forţe alternative, imprimîndu-i o mişcare alternativă; în acest caz, pentru realizarea unui factor de putere acceptabil se suprapune peste fluxul variabil datorit curentului, un flux constant, datorit unui magnet permanent. Cursa armăturii, în general o membrană, este mică de ordinul zecilor de milimetru. Este uşor de calculat forţa necesară pentru a transmite cu acest tip de motor, o anumită putere. Dacă puterea depăşeşte suta de waţi, forţa necesară devine considerabilă, fiind astfel necesari magneţi permanenţi, al căror volum şi preţ devine prohibitiv.

Au fost încercate şi soluţii folosind electromagneţi cu cursă lungă şi suprapunînd fluxului variabil, un flux constant, produs tot de magneţi permanenţi. Dar şi în cazul acesta, magneţii permanenţi, necesari pentru crearea acestui flux constant, care trebue să fie mult mai mare decît fluxul variabil, datorit curentului capătă dimensiuni prohibitive încît şi această soluţie a fost abandonată.

În cazul sistemului studiat aici, se foloseşte tot un electromagnet cu cursă lungă, ceea ce permite realizarea unei puteri mari, cu forţe electromagnetice reduse. De asemenea, puterea *excitaţiei* poate fi redusă oricît de mult. În sfîrşit, putem obţine un regim în care componenţa de pulsaţie a curentului să fie în fază cu componenta de pulsaţie a f.e.m. sau chiar defazată înainte, deci o funcţionare în regim capacitiv, avantajoasă pentru reţea. Toate aceste avantaje la care se adaugă simplitatea construcţiei, fac ca noul sistem să constituie o soluţie avantajoasă pentru acţionarea pompelor cu piston, a vibratoarelor mecanice, a ferăstraelor etc. aplicaţii în care intervin puteri industriale, de ordinul kW sub forma mişcării alternative.

Noi fapte experimentale puse în evidență pe „electromagneți" cu cursă lungă, alimentați în curent ondulat

Dacă alimentăm un electromagnet cu cursă lungă în curent continuu, armătura sa va fi atrasă în interiorul bobinei, pînă în poziția în care fluxul este maxim — această poziție constituind o poziție de echilibru stabil a armăturii. Același efect îl obținem și în cazul alimentării în curent alternativ.

În aceste moduri de alimentare, electromagnetul cu cursă lungă își găsește unele aplicații industriale, ca ridicarea de greutăți, ciocane pilon (prin întreruperea curentului, la sfîrșitul fiecărei curse) ș.a.

Dacă alimentăm însă electromagnetul în curent alternativ cu armătura atrasă în poziția de echilibru (poziție în care fluxul este maxim) și suprapunem un curent continuu a cărui tensiune de alimentare o creștem treptat, pînă la valoare critică, armătura părăsește poziția de *echilibru stabil* pe care o are în cazul cînd este alimentat numai cu curent continuu, sau numai cu curent alternativ și capătă o mișcare oscilatorie, stabilă, intrînd automat în sincronism pe o frecvență egală cu jumătate din frecvența curentului alternativ de alimentare. Trecerea de la poziția anterioară de echilibru la mișcarea oscilatorie stabilă se face printr-un regim oscilant, tranzitoriu, de amplitudine crescătoare. Amplitudinea de regim depinde în primul rînd de raportul celor două tensiuni de alimentare. Crescînd tensiunea de curent continuu, peste valoarea critică, crește și amplitudinea oscilației armăturii, pînă la o altă valoare critică a tensiunii, cînd armătura este proiectată cu forță în afara bobinei.

Bineînțeles că simpla observație a acestui efect, datorit alimentării simultane în curent alternativ și curent continuu nu ne poate informa asupra măsurii în care un asemenea electromagnet poate deveni un electromotor și nu o simplă curiozitate de laborator, putînd să dezvolte o putere mecanică sub forma de mișcare alternativă, cu randament ridicat și cu factor de putere *) aproape de unitate, cei doi indici tehnico-economici care fixează, în primul rînd, valoarea practică a unui electromotor. Este necesară în acest scop, o analiză matematică făcută pe baza ecuațiilor care descriu fenomenele în circuite electromecanice cuplate parametric.

Analiza matematică a efectului electromecanic descris mai sus

Ecuațiile generale care cuprind în mod implicit efectele foarte complexe care au loc în asemenea circuite electromecanice parametrice, circuite din care face parte și electromagnetul nostru, sînt următoarele

$$\text{ecuația circuitului electric a)} \quad e = Ri + \frac{d}{dt}(Li),$$

$$\text{ecuația sistemului mecanic b)} \quad \frac{1}{2} i^2 \frac{dL}{da} = m\frac{dv}{dt} + rv + \frac{1}{C}\int v dt. \tag{1}$$

Sistemul mecanic cuprinde, pentru generalitate după cum se vede din ecuația mecanică și un resort de elasticitate C. În prezent nu există rezolvare generală a acestui sistem *neliniar* de ecuații diferențiale, ci numai rezolvări parțiale pentru diferite cazuri particulare.

Totul depinde pentru rezolvarea unui caz dat, de a intui teoretic și pe bază de experiență, soluțiile particulare cele mai adecvate, cazului respectiv. Unele proprietăți generale ale sistemului de ecuații (1) au fost prezentate într-o lucrare de sinteză apărută recent [1].

Pentru cazul de față s-a găsit că dat fiind f.e.m. de alimentare

$$e = E_0 (1 + p \cos (\alpha + \varphi)), \tag{2}$$

*) Asupra *factorului de putere*, relativ la forma f.e.m. și curentului, dată de (2) și (3) se va reveni în altă lucrare.

în care

$$\alpha = \omega t - \varphi, \qquad p = E_\omega / E_0, \tag{3}$$

unde E_0 = componenta continuă a f.e.m. aplicată; E_ω = componenta de pulsaţie a f.e.m. aplicată.

Soluţia particulară care corespunde cel mai bine efectului observat este dată de

$$i = I_0 (1 + q \cos \alpha), \tag{4}$$

$$v = v_m \cos \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\varphi + \beta + \gamma}{2} \right), \tag{5}$$

în care caz, legea de variaţie în timp a inductanţei bobinei este dată de

$$\omega L (\alpha) = \rho \frac{\operatorname{tg} \beta + q \sin \alpha}{1 + q \cos \alpha} + X, \tag{6}$$

unde

$$\rho = R \left(\frac{p}{q} \cos \varphi - 1 \right); \quad X = R \frac{p}{q} \sin \varphi. \tag{7}$$

De asemenea, va trebui ca:

$$\text{a)} \quad v_m = I_0 \sqrt{\frac{R}{r} q (p \cos \varphi - q)}; \qquad \text{b)} \quad \operatorname{tg} \gamma = \frac{m\omega - 1/C\omega}{2r}; \qquad \text{c)} \quad \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}} = q. \tag{8}$$

Semnificaţia fizică a relaţiilor (5), (6), (7) şi (8)

Din ecuaţia (5) observăm că curentul i are aceeaşi formă ca şi f.e.m. e, defazată cu unghiul φ faţă de curent. Acest defazaj poate fi: după cum vom vedea, pozitiv, negativ sau nul — motorul funcţionînd în regim inductiv, capacitiv sau cu factor de putere unitar, respectiv.

Tot din (5) observăm că viteza v corespunde unei mişcări sinusoidale cu frecvenţa egală cu jumătate din frecvenţa componentei de pulsaţie a f.e.m. şi defazată faţă de f.e.m. cu unghiul: $\frac{\beta + \gamma}{2}$ unghi în care intervine atît defazajul β care caracterizează *disimetria* curbei $L(\alpha)$ astfel după cum s-a arătat în lucrarea [2] (constanta $\operatorname{tg} \beta$ introdusă în expresia lui $L(\alpha)$, (ec. (6)) este o constantă arbitrară introdusă prin integrarea ec. (1) a, în raport cu L), cît şi defazajul γ datorit cuplajului cu partea mecanică a sistemului (v. ec. (8) b).

Din (6) observăm că pentru ca $L(\alpha)$ să corespundă unei legi fizice reale de variaţie a inductanţei, trebuie ca $q < 1$; de asemenea, dacă vrem ca X să poată fi şi negativ (reactanţă capacitivă) trebuie ca $\operatorname{tg} \beta > 1$.

Relaţiile (7) ne dau, expresia rezistenţei dinamice ρ şi a reactanţei dinamice X. În cazul de faţă (funcţionare ca motor) trebuie ca $\rho > 0$; X, poate fi însă $\gtrless 0$, după cum funcţionează în regim *inductiv, capacitiv* sau cu *defazaj nul*. În sfîrşit, relaţia (8) a) ne dă valoarea amplitudinei v_m a vitezei iar ecuaţia (8) b), valoarea defazajului γ legat după cum se vede de parametrii mecanici m, r şi c ai sistemului, în timp ce ecuaţia (8) c) ne fixează valoarea constantei arbitrare $\operatorname{tg} \beta$.

Observăm că toate aceste relaţii sînt funcţii implicite, deoarece conţin variabilele dependente: q şi φ, deocamdată necunoscute, care sînt la rîndul lor funcţie de parametrii electrici şi mecanici ai sistemului adică: R, L_M, L_m, m, r şi c.

Pe de altă parte, toate informațiile privind funcționarea sistemului nostru, trebuie să fie cuprinse în acest sistem implicit de ecuații (ec. (6) și (8)).

Problema care se pune este de a rezolva acest sistem de raport cu q și φ.

Asupra legii de variație statică $L(x)$ a inductanței

Din expresia vitezei (5) și a inductanței (6) obținem prin eliminarea lui α, funcția $L(x)$. Efectuînd această operație obținem pentru $L(x)$ o lege de forma

$$L = \frac{A}{1 + Bx^2},$$

din care se vede îndată că ea corespunde unei variații fizice reale a inductanței în funcție de poziția armăturii unui electromagnet cu cursă lungă. Într-adevăr, ea reprezintă o curbă simetrică (deci și univocă), în formă de clopot, cu două puncte de inflexiune. Astfel se verifică și *indirect* univocitatea lui $L(x)$ demonstrată anterior [2].

Rezolvarea ecuației (5) și (6) în raport cu q și φ

Efectuînd unele transformări asupra acestor ecuații și eliminînd pe α prin introducerea parametrilor L_M și $\varepsilon = L_m/L_M$, unde L_M = inductanța maximă, L_m = inductanța minimă obținem următoarele două ecuații în q și φ:

$$1 - \frac{(1 - kq)^2 \cdot (1 - \varepsilon)^2 \cdot Q_e^2}{(2p)^2} = \left(\frac{q}{p} + \frac{(1 - \varepsilon)(1 - q^2) Q_e}{2p \cdot q \cdot \operatorname{tg} \gamma} \right) = \cos^2 \varphi, \tag{9}$$

în care

$$Q_e = \frac{L_M \omega}{R}, \quad k = \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}. \tag{10}$$

În cursul transformărilor intermediare efectuate pe ecuațiile (5) și (6) pentru a obține ecuația (9) s-a pus în evidență că

$$\operatorname{tg} \gamma > 0, \tag{11}$$

deci reactanța mecanică a sistemului mecanic trebuie să fie o reactanță de masă (frecvența de rezonanță trebuie să fie întotdeauna sub frecvența de lucru), de asemenea, s-a pus în evidență că, după cum

$$kq \lessgtr 1, \tag{12}$$

avem efect *capacitiv* sau *inductiv* (asupra demonstrației ec. (9) și a condițiilor (11) și (12) vom reveni într-o lucrare mai amplă, consacrată funcționării noului motor și cuprinzînd și rezultatele experimentale obținute).

Metodă grafică de rezolvare a ecuației (9). Curbe universale ale funcționării

Rezolvarea analitică a ecuației (9) în raport cu q și cos φ fiind incomodă am adoptat o metodă grafică de rezolvare, trasînd în planul (q, cos φ) curbele

$$y(q) = \sqrt{1 - K^2 (1 - kq)^2}, \tag{13}$$

$$Z(q) = \frac{q}{p} + \frac{K}{\operatorname{tg} \gamma} \cdot \frac{1 - q^2}{q}, \quad K = \frac{(1 - \varepsilon) Q_e}{2p}, \tag{14}$$

deduse imediat din (9).

Pentru funcţia $Z(q)$ vom trasa familia acestor curbe pentru diferiţi $\operatorname{tg}\gamma$ ca parametru. Aceste curbe, după cum uşor se poate vedea, trec toate prin punctul de coordonate $(1, q/p)$, (fig. 1) şi prezintă în general cîte un minim pentru valori ale lui γ date de relaţia

$$\operatorname{tg}\gamma > p \cdot K.$$

Soluţiile în q şi $\cos\varphi$ a sistemului (23) vor fi date de intersecţiile curbei $y(q)$ care are un maxim de coordonate $(1, 1/k)$, cu fiecare din curbele $Z(q)$, intersecţii de coordonate cuprinse în careul *unitar* din figura 1 (unitar deoarece $q \leqslant 1$, $\cos\varphi \leqslant 1$).

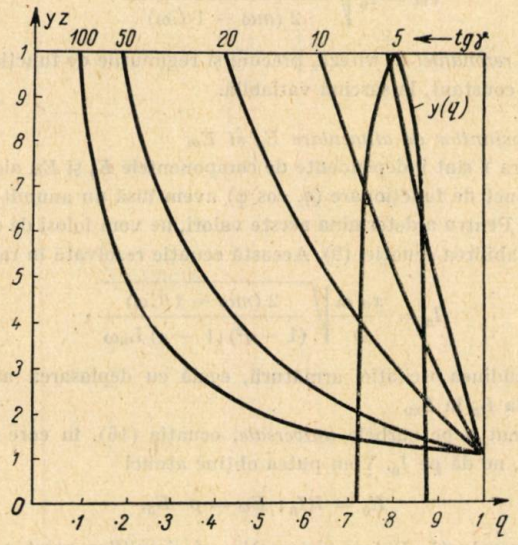


Fig. 1. — Curbe *universale* $y(q)$ şi $z(q)$, pentru diferiţi parametri γ. Intersecţia curbei unice $y(q)$ cu fiecare din curbele $z(q)$, ne dă cîte două puncte de funcţionare ($\cos\varphi$, q), dintre care, punctul cu abscisa cea mai mică corespunde regimului *capacitiv*, iar cel cu abscisa cea mai mare corespunde regimului *inductiv*, cele două regimuri de funcţionare fiind separate prin regimul de funcţionare cu defazaj nul ($\cos\varphi = 1$), care are loc pentru acel γ pentru care curba $z(q)$, trece prin punctul de ordonată 1. De asemenea avem :

$$p = 10\,;\; k = 10\,;\; \varepsilon = \frac{1}{9}.$$

Observăm de asemenea că dacă punctul comun de întretăiere al curbelor $Z(q)$ se află în exteriorul curbei $y(q)$ avem cîte două puncte de intersecţie a curbei $y(q)$ cu fiecare din curbele $Z(q)$, în timp ce dacă acest punct (comun) se află în interiorul acestei curbe $y(q)$, avem un singur punct de intersecţie pentru fiecare curbă $Z(q)$. Prima sau cealaltă din cele două situaţii are loc după cum avem

$$K \gtrless \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}\sqrt{1-\frac{1}{p}},$$

sau ţinînd seama de expresia lui K (v. ec. (14)), după cum

$$Q_e \gtrless \frac{p}{\varepsilon}\sqrt{1-\frac{1}{p}}.$$

Tot pe aceste curbe se pot urmări cu uşurinţă următoarele situaţii :

a) funcționarea în regim *capacitiv*, cu defazajul nul, sau *inductiv* după cum punctul de intersecție al curbelor $y(q)$ și $Z(q)$ are ca abscisă q una din valorile definită de relația : $q \lessgtr 1/k$;

b) influența sarcinii r și a pulsației ω asupra trecerii de la un regim la celălalt ; valoarea sarcinei nominale (corespunzătoare defazajului nul) ; valoarea sarcinei maxime ;

c) de asemenea, în combinație cu expresia amplitudinii vitezei, dată de ecuația (8) a) care se mai poate scrie prin eliminarea lui φ sub forma

$$v_m = I_0 \sqrt{\frac{(1-q^2)(1-\varepsilon) L_n \omega}{2(m\omega - 1/C\omega)}}, \tag{15}$$

se poate urmări efectul *rezonanței* de viteză, precum și regimurile de funcționare cu *amplitudine* constantă și cu *defazaj* constant, la sarcină variabilă.

Determinarea tensiunilor de alimentare E_0 și E_ω

Curbele din figura 1 sînt independente de componentele E_0 și E_ω ale tensiunii de alimentare. Pentru fiecare punct de funcționare (q, cos φ) avem însă un anumit cuplu de valori : E_0, E_ω, care îi corespunde. Pentru a determina aceste valori, ne vom folosi de ecuația (15) care nu a fost întrebuințată la stabilirea ecuației (9). Această ecuație rezolvată în raport cu I_0, ne dă

$$I_0 = \frac{x_m \omega}{2} \sqrt{\frac{2(m\omega - 1/C\omega)}{(1-q^2)(1-\varepsilon) L_n \omega}}, \tag{16}$$

în care x_m este amplitudinea oscilației armăturii, egală cu deplasarea acesteia, pentru care inductanța variază de la L_n la L_m.

O dată determinat q pe curbele *universale*, ecuația (16), în care toate cantitățile din dreapta sînt cunoscute, ne dă pe I_0. Vom putea obține atunci

$$E_0 = RI_0 ; \; E_\omega = p \cdot E_0, \tag{17}$$

problema fiind astfel rezolvată. Putem sistematiza și simplifica acest calcul, trasînd o dată pentru totdeauna curba *universală*

$$q = \sqrt{1 - \frac{x}{x'}}, \quad \left(0 \leqslant \frac{x}{x'} \leqslant 1\right), \tag{18}$$

dedusă imediat în (16) prin rezolvare în raport cu q și în care

$$\begin{gathered} x = m\omega - 1/C\omega \\ x' = I_0^2/B ; \; B = \frac{x_m^2 \cdot \omega}{2 L_M (1-\varepsilon)}. \end{gathered} \tag{19}$$

Această curbă este trasată în figura 2.

Dacă dăm deci pe q, obținut din curbele din figura 1, vom obține îndată din curba din figura 2 pe $\left(\frac{x}{x'}\right)$ și deci și pe I_0

$$I_0 = \sqrt{\frac{B(m\omega - 1/C\omega)}{\left(\frac{x}{x'}\right)}}. \tag{20}$$

Din figura 2 și ecuația (20) putem de asemenea vedea îndată cum variază excitația I_0 cu q.

Randamentul şi determinarea raportului $p = E_\omega / E_0$

Din cele de mai sus rezultă că valoarea lui p a rămas încă arbitrară. Ea se va determina avînd în vedere *randamentul* η al motorului care are ca expresie, astfel după cum se poate arăta uşor,

$$\eta = \frac{P_m}{P_e} = \frac{p \cos \varphi - q}{p \cos \varphi + \frac{2}{q}}, \tag{21}$$

unde P_m = putere mecanică (totală), dezvoltată de motor şi P_e = puterea electrică totală absorbită de la sursă. Dacă dăm deci pe η şi q rezultă valoarea lui p. Se vede astfel că $p > 1$.

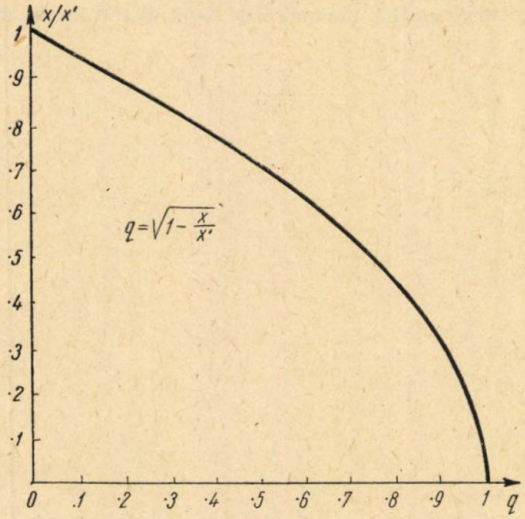


Fig. 2. — Curba universală a amplitudinilor de oscilaţie a armăturii — în funcţie de raportul curenţilor q. Ea ne permite determinarea curentului de excitaţie I_0, din care deducem componentele E_0 şi E'_ω ale f.e.m. aplicată.

Verificări experimentale

Observaţiile experimentale asupra valorilor critice pentru E_0 îşi găsesc, în teoria de faţă, o fundamentare teoretică, dat fiind concordanţa valorilor calculate, pentru E_0 şi E_ω cu acelea obţinute din observaţiile experimentale.

Concluzii

a) Familia de curbe *universale* deduse pentru sisteme definite de ecuaţiile (1), (2) şi (5) permit o analiză completă a proprietăţilor esenţiale a caracteristicilor de funcţionare a acestor sisteme.

b) Pentru un sistem dat, al cărui parametrii k, γ şi Q_e se pot măsura experimental, curbele universale ne permit determinarea f.e.m. aplicată (componentele E_0 şi E_ω) atît pentru mersul în gol cît şi pentru mersul în sarcină.

c) De asemenea, ele permit să vedem în ce sens trebuie modificaţi aceşti parametri pentru obţinerea regimului dorit.

d) Funcţionarea descrisă aici se va apropia cu atît mai mult de funcţionarea reală, cu cît curba de variaţie statică $L(x)$ se apropie mai mult de curba teoretică. În practică, motorul

electromagnetic va trebui astfel proiectat, încît legea de variaţie statică a inductanţei în funcţie de poziţia armăturii să se apropie cît mai mult de această lege de variaţie, ideală. Abateri pronunţate de la această lege se traduc prin apariţia regimului deformant şi deci prin scăderea factorului de putere şi a randamentului motorului.

BIBLIOGRAFIE

1. M. MARINESCU, *Sisteme electromecanice, cu inductanţă variabilă.* Electricestvo, *6*, 50 (1960).
2. — *Asupra reglajului de fază dintre tensiune şi curent în circuit cu inductanţă periodic variabilă.* Comunicările Acad. R.P.R., *8*, **X**, 671 (1960).

E. M. GOLDFARB, A. F. KRAVTOV, I. I. RADCENKO, In. I. ROZENGART, I. D. SEMIKIN şi N. In. TAIŢ, *Calculul cuptoarelor de încălzire*. Ed. tehnică, Bucureşti, 1960, 510 pag., 94 figuri, 96 tabele, 33 anexe.

Deşi în uzinele metalurgice şi constructoare de maşini, cuptoarele de încălzire joacă un rol important, metodele de calcul a acestora nu sînt bine puse la punct. Lucrarea prezentă îşi propune să aducă contribuţii la rezolvarea acestei probleme. Metodele de calcul expuse corespund teoriei moderne a cuptoarelor, care se bazează îndeosebi pe legile transmiterii căldurii, încălzirii corpurilor, mecanicii gazelor etc.

Cartea se adresează în special institutelor de proiectare.

Poate fi de folos şi personalului ingineresc din uzine, care se ocupă cu calculul şi exploatarea cuptoarelor.

Capitolul I tratează metodele uzuale de calcul ale arderii combustibilului, bazate pe reacţiile stoechiometrice şi formule statistice.

În capitolul II sînt examinate legile procesului de ardere cu flacără şi metoda de determinare a lungimii flacării în funcţie de diferiţi factori. De asemenea, sînt expuse calculele concrete ale arzătoarelor şi injectoarelor, dîndu-se în acelaşi timp noţiuni cu privire la arderea combustibilului solid.

Capitolul III prezintă datele necesare pentru calculul diferitelor tipuri de rezistenţe locale, în vederea dimensionării coşului de fum, ca şi datele necesare alegerii exhaustoarelor, ventilatoarelor etc.

În capitolul IV se detaliază problema schimbului de căldură prin radiaţie, în spaţiul de lucru al cuptorului. Se deduc o serie de formule pentru calculul unor coeficienţi echivalenţi de radiaţie, aplicabile în cazurile de încălzire care apar în practică. De asemenea, se dau date cu privire la determinarea temperaturii cuptorului, a gazelor şi a zidăriei.

Capitolul V indică calculul procesului de încălzire a metalului examinîndu-se principalele cazuri de încălzire posibile : la temperatura constantă a cuptorului, la un flux termic constant etc.

În capitolul VI se dă calculul bilanţului termic al cuptoarelor şi metoda de determinare a pierderilor termice.

Ţinîndu-se seama de importanţa economică a recuperării căldurii conţinute în gazele de ardere evacuate din cuptoare se acordă o deosebită importanţă — în capitolul VII — calculului recuperatoarelor ceramice şi metalice.

Capitolul VIII prezintă bazele teoretice ale procesului de regenerare a căldurii, metodele şi schemele de calcul a regeneratoarelor.

Partea cea mai importantă a cărţii o reprezintă calculul complex al cuptoarelor, după metodele stabilite în decurs de mai mulţi ani de catedra de cuptoare metalurgice a Institutului de metalurgie din Dnepropetrovsk.

Astfel în capitolul IX este indicat calculul cuptoarelor adînci cu recuperatoare sau regeneratoare. Sînt examinate mai multe variante de calcul a încălzirii, tratîndu-se şi cazul cuptoarelor alimentate cu încărcătură caldă.

Capitolul X prezintă calculul cuptoarelor continue. Metoda de calcul se bazează pe aprecierea justă a rolului zonelor de egalizare şi încălzire din cuptor, precum şi coordonarea bilanţurilor termice ale acestor zone.

În capitolul XI se tratează calculul cuptoarelor de tratamente termice. Avînd în vedere marea varietate a construcţiilor acestor cuptoare se prezintă calculul numai pentru tipuri caracteristice de cuptoare de tratamente termice. Tot în acest capitol este dat calculul cuptoarelor electrice de încălzire.

Deşi diversele capitole ale cărţii sînt scrise de diferiţi autori, totuşi lucrarea apare ca un tot unitar, bine închegat. Legătura dintre teorie şi practică este firul călăuzitor al întregii lucrări. Astfel problemele pur teoretice apar numai în măsura în care acest lucru a fost necesar pentru fundamentarea principiului de calcul adoptat. În afară de numeroase date empirice, tabele, diagrame şi indicaţii practice se dau numeroase exemple de calcul. O bibliografie bogată permite cititorilor, aprofundarea problemelor tratate schematic.

Faţă de lucrarea *Cuptoare de încălzire* de V. P. Lincevschi tipărită tot de Editura tehnică în urmă cu opt ani, lucrarea prezentă realizează un progres evident, în tratarea capitolelor cu acelaşi subiect. Lipsa din text a capitolelor : *Acţiuni reciproce între gazele de ardere şi materialul încălzit* şi *Materiale folosite la construcţia cuptoarelor de încălzire* poate fi suplinită prin folosirea lucrării lui V. P. Lincevschi.

În concluzie, se poate spune că lucrarea recenzată este utilă şi umple un gol în literatura noastră tehnică de specialitate.

Victor V. Ghia

P. DIMO, E. ARIE, F. MANEA, S. IONESCU şi P. NICOLAE, *Tratarea neutrului reţelelor de înaltă tensiune (pentru evitarea supratensiunilor prelungite)*. Ed. Academiei R.P.R., Bucureşti, 1960, 216 p.

O dată cu extinderea reţelelor electrice de înaltă tensiune, s-a pus problema de a adînci studierea a o serie de fenomene, pentru a se limita avariile ce apar în timpul exploatării. Una dintre problemele care au trebuit să fie soluţionate era şi aceea a supratensiunilor ce apar la punerea la pămînt a unei faze în reţelele cu neutrul izolat. Cu toate că pentru explicarea fenomenologiei acestor supratensiuni, prima teorie a fost elaborată aproape cu 50 de ani în urmă de către N. Petersen, iar ulterior ea a fost preluată de o serie de experienţe, nu s-a obţinut o elucidare completă a problemei. De menţionat că datele experimentale obţinute în ultimii ani nu confirmă teoria arcului intermitent, considerată în general, ca fiind cauza apariţiei acestor supratensiuni.

Sub acest aspect, lucrarea *Tratarea neutrului reţelelor de înaltă tensiune* scrisă de colectivul P. Dimo, E. Arie, F. Manea, S. Ionescu şi P. Nicolae, apărută la Editura Academiei Republicii Populare Romîne, reprezintă o contribuţie importantă prin explicarea originală dată modului de apariţie a supratensiunilor la punerea la pămînt a unei faze în reţelele

cu neutrul izolat, precum și prin măsurile de protecție pe care le recomandă. Lucrarea este rezultatul cercetărilor efectuate de către colectivul menționat, încă din anul 1950.

Formată din cinci părți care la prima vedere ar părea distincte, lucrarea are un caracter unitar, fiecare parte tratînd un anumit aspect al problemei supratensiunilor prelungite.

Prima parte se referă la explicarea fenomenologică a supratensiunilor *prelungite* în rețelele cu neutrul izolat. După ce se analizează în mod critic concepția arcului intermitent, se cercetează fenomenul fizic privind supratensiunile prelungite și se apeciază ordinul de mărime al acestor supratensiuni. Ultimul capitol cuprinde o serie de concluzii și consecințe practice.

Pe lîngă determinarea, în cazul unor ipoteze simplificatoare, a relațiilor de calcul care permite stabilirea supratensiunilor prelungite, de frecvență urmată în cazul unui generator echivalent, se studiază de asemenea cazurile mai complexe ale rețelelor cuprinzînd mai multe generatoare sincrone.

În partea a doua se indică date privind verificarea experimentală a supratensiunilor prelungite. Se poate constata deosebita corespondență dintre rezultatele obținute prin calcule și cele experimentale.

Partea a treia cuprinde analiza posibilității de apariție a supratensiunilor prelungite, ținînd seama de saturația generatoarelor, pentru diferite categorii de rețele.

În primul capitol, se determină schema echivalentă de calcul de succesiune directă, a mașinii sincrone. În continuare, se ia în considerare influența saturației generatoarelor la defecte monofazate, precum și calculul supratensiunilor pentru rețele de diferite tensiuni nominale.

În partea a patra, se tratează influența armonicelor, saturației și a fenomenelor tranzitorii.

Considerînd influențele nesimetriei și neliniarității elementelor ce compun schema echivalentă se studiază efectul de amplificare a supratensiunilor datorită apariției armonicelor. Existența unei apropieri de rezonanță pe un circuit echivalent cuprinzînd reactanța de reacție a indusului, face probabilă apariția unei alte apropieri de rezonanță pentru una din armonicele superioare pe circuitul fizic real în care intervine reactanța de scăpări. Studiul efectelor armonicelor s-a făcut utilizînd metoda schemelor echivalente în lanț.

Din studiul efectuat rezultă că în mod obișnuit saturația circuitelor feromagnetice are un rol de reducere a supratensiunilor, în special pentru armonica fundamentală ; pentru anumite categorii de rețele, supratensiunile pot atinge și în aceste cazuri valori importante. În cadrul acestor categorii de probleme se determină valorile maxime posibile ale supratensiunilor, ținînd seama și de supratensiunile tranzitorii.

În continuare, se studiază efectul de reducere al supratensiunilor datorită regulatoarelor de tensiune pentru cazul particular al unui singur generator, scoțîndu-se în evidență influența conexiunilor transformatoarelor ridicătoare ; determinarea influenței regulatoarelor de tensiune în cazul real al rețelelor cu mai multe generatoare este deosebit de dificilă. Totodată se arată că în cazul unor disimetrii importante, produse de rezistențele circuitelor, aportul regulatoarelor de tensiune în reducerea supratensiunilor poate fi dăunător.

În cadrul lucrării se stabilesc relații practice de calcul, relativ simple, care permit să se verifice dacă rețeaua studiată se găsește într-un domeniu periculos. Aceste relații au fost verificate experimental pe modele.

Ultima parte a lucrării cuprinde calculul de determinare a punctelor neutre care trebuie tratate pentru evitarea supratensiunilor prelungite, pentru cîteva cazuri concrete.

Sub aspectul formei de prezentare, lucrarea este îngrijit editată ; de semnalat că în unele cazuri modul de exprimare este mai greoi. De asemenea, de menționat că s-au strecurat o serie de greșeli, reduse ca importanță, în prezentarea formulelor (de ex. pag. 44,78 etc.) care se detec-

tează ușor. Ar fi indicat ca autorii lucrărilor să continue cercetările experimentale pe rețelele existente. —

Aceste lipsuri nu impietează asupra valorii lucrării. În concluzie, lucrarea de față reprezintă o contribuție meritorie a colectivului de rețele electrice din Institutul de energetică al Academiei R.P.R., îndeosebi prin soluționarea cu totul originală a analizării și explicării modului de producere a supratensiunilor la punerea la pămînt a unei faze, precum și pentru soluționarea practică a problemei, determinîndu-se o metodă de calcul a acestor supratensiuni și ținîndu-se seama de influența a o serie de parametri (influența armonicelor, a saturației etc.). De asemenea, este necesar a se sublinia sprijinul acordat de conducerea Institutului de energetică pentru efectuarea cercetărilor legate de problema supratensiunilor prelungite, precum și meritul Editurii Academiei R.P.R. pentru editarea în bune condiții a lucrării.

G. Drăgan

C. I. PENESCU, *Automatica și telemecanica sistemelor energetice*, II. Ed. Acad. R.P.R., București, 1960

Recenta apariție a volumului II al lucrării *Automatica și telemecanica sistemelor energetice* a fost întîmpinată de specialiști și nespecialiști cu un interes pe deplin îndreptățit și nedesmințit. Continuînd materializarea unei lucrări de vaste proporții, autorul expune în volumul recenzat partea a patra a lucrării, închinată automatizărilor în circuit deschis.

Aceleași calități cunoscute cititorului primului volum al lucrării sînt puse în evidență încă din primul capitol al volumului (capitolul X al lucrării) dedicat prezentării succinte a trăsăturilor esențiale ale comenzilor automate din sistemele energetice și clasificării acestor comenzi.

Autorul tratează în continuare problema pornirii automate a motoarelor electrice și a compensatoarelor sincrone. Începînd acest capitol (cap. XI) cu expunerea unor considerații generale privind procedeele de pornire avute în vedere și cu o prezentare a caracteristicilor sarcinilor mecanice uzuale din instalațiile electroenergetice, autorul trece la studiul amănunțit al pornirii automate a motoarelor asincrone, a motoarelor de curent continuu cu excitație derivație și a motoarelor și compensatoarelor sincrone. O deosebită atenție se acordă în acest capitol expunerii metodelor de determinare a parametrilor elementelor de pornire.

Trecînd la problema sincronizării automate a generatoarelor sincrone (cap. XII) autorul scoate în relief avantajele pe care le prezintă utilizarea sincronizatoarelor automate în marile centrale electrice în privința realizării precise a condițiilor de sincronizare. Alături de clasificarea și descrierea diferitelor sincronizatoare se tratează în amănunt problema predeterminării prin calcul a proceselor de sincronizare.

Ultimele două capitole ale volumului (cap. XIII și XIV) sînt consacrate analizei dispozitivelor de anclanșare automată a alimentării de rezervă (A.A.R.), respectiv, de reanclanșare automată rapidă pe liniile de energie (R.A.R.) și se remarcă prin aceeași prezentare precisă și clară a noțiunilor de bază și a metodelor de analiză și proiectare a schemelor.

De-a lungul întregii lucrări se întîlnesc un număr mare de considerații de natură practică fapt care dă acestui volum și caracterul unui îndrumar prețios pentru inginerul proiectant și inginerul de exploatare.

Datorită calităților ei, lucrarea prezintă interes pentru un cerc foarte larg de cititori, Specialistul găsește în această lucrare un material bogat privitor la domeniul lui de activitate,

o expunere amănunțită și precisă a metodelor de calcul, o prezentare în același timp enciclopedică și sistematică a cunoștințelor de care are nevoie. Lucrarea îl ajută să-și ordoneze cunoștințele dobîndite, poate disparat, din literatura de specialitate.

Nespecialistul găsește în volumul recenzat o excelentă și completă introducere în însuși miezul problemelor abordate. Grija cu care sînt definite, prezentate și explicate noțiunile și metodele, stilul precis și clar, evită nedumeririle și șovăielile întîmpinate de obicei de cel care abordează un domeniu nou.

Salutînd apariția acestei lucrări de deosebită valoare didactică, științifică și practică, exprimăm convingerea că răspîndirea ei va contribui la înviorarea întregii activități tehnice și științifice din țara noastră în domeniul automaticii și telemecanicii sistemelor energetice.

V. M. Popov, N. Tătaru și *M. Racoviță*

DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ PE ANUL 1960

Institutul de energetică și-a dezvoltat activitatea de cercetare științifică avînd în vedere principalele obiective ale economiei naționale în general, ale energeticii în special.

S-a urmărit ca paralel cu ducerea unor cercetări de înalt nivel teoretic să se obțină rezultate concrete care să deservească nemijlocit producția. Axarea activității de cercetare pe problemele mari, centrale ale energeticii din țara noastră a făcut posibilă obținerea unor rezultate remarcabile de natură teoretică și practică.

Preocupările care formează conținutul principal al activității Institutului din anul 1960, se înscriu pe linia traducerii în viață a directivelor celui de-al III-lea Congres al P.M.R.

Astfel, continuarea cercetărilor privind utilizarea energetică a lignitilor, fabricarea și îmbunătățirea cocsului metalurgic, procese energetice în motoare, bilanțul energetic național precum și pregătirea condițiilor necesare pentru lărgirea și adîncirea studiilor privind arderea combustibililor lichizi și gazoși se situează în întregime pe linia trasată de Directive.

În cele ce urmează, vom indica unele din principalele rezultate ale activității de cercetare a institutului pe anul 1960.

S-au adus în fază finală studiile începute în anii anteriori privind inventarierea resurselor energetice ale R.P.R. Atlasele respective, elaborate la nivelul celor mai avansate realizări mondiale similare, vor pune la îndemîna specialiștilor date prețioase privind baza energetică a țării noastre.

Un pas important în direcția stabilirii unui bilanț optim de perspectivă l-au constituit studiile privind principalele lanțuri energetice precum și efectuarea calculului într-o ipoteză simplificatoare — pentru alcătuirea unui asemenea bilanț. Rezultatele obținute confirmă justețea metodicii originale propusă de colectivul de cercetare și permit să se întrevadă posibilitatea aplicării ei cu succes la soluționarea acestei probleme fundamentale.

Problemele ridicate de continua dezvoltare și modernizare a sistemului electroenergetic al R.P.R. au stat, de asemenea, în atenția Institutului de energetică.

Astfel, s-au adus unele contribuții originale în metodica de determinare a rezervei de putere în sisteme interconectate ideal. De asemenea, s-au elaborat noi studii asupra efectului reglajului de tensiune și de frecvență asupra comportării sistemului și în legătură cu metodele de calcul al regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice complexe, ținînd seama de efectul regulatoarelor. Lucrările întocmite contribuie la rezolvarea problemei prin utilizarea mașinilor electrice de calcul, inclusiv mașina analogică a Institutului.

În cursul anului 1960, lucrările privind stabilirea sistemelor neliniare de reglarea utomată au obținut o unanimă apreciere la Congresul I.F.A.C. O realizare deosebită o constituie, în acest domeniu, aducerea în fază finală a monografiei privind unele aspecte ale reglajului automat neliniar și elaborarea unui nou criteriu de stabilitate, aplicabil și sistemelor cu caracteristici neunivoce denumit *criteriu de hiperstabilitate.*

Menționăm și studiile colectivului de tehnica tensiunilor înalte, bazate pe cercetări experimentale și considerații teoretice, în legătură cu stabilirea condițiilor pentru ridicarea tensiunii liniilor la 110 kV, echipate cu elemente de fabricație românească.

În domeniul mașinilor electrice s-au pus în evidență avantajele tehnico-economice ale sistemelor moderne de excitație în curent alternativ de joasă frecvență a generatoarelor sincrone și s-au efectuat cercetări privind diferite aspecte funcționale ale mașinii sincrone, neclarificate încă în literatura de specialitate.

În cadrul problemei privind sistemele de acționare electrică în forajul sondelor, s-au elaborat scheme speciale pentru pornirea motoarelor asincrone folosite la forajul sondelor, scheme care duc la mărirea siguranței în exploatare și simplifică schema de comandă. În domeniul utilizării energiei electrice s-a pus în evidență un nou proces de funcționare a mașinilor cu inductanță variabilă.

Și în acest an eforturile de cercetare ale institutului s-au îndreptat, într-o bună măsură, spre rezolvarea diferitelor aspecte ridicate de utilizarea energetică a lignitilor din R.P.R. Astfel în cadrul temei privind valorificarea complexă a resurselor energetice din Valea Jiului și Oltenia s-au studiat și determinat căile de folosire optimă a lignitilor din regiunea respectivă.

A fost încheiată cu succes, prin omologarea a două din instalațiile de ardere a lignitilor în strat și sub formă pulverizată, studiate în anii anteriori de Institutul de energetică, o etapă importantă de cercetare în domeniul utilizării energetice a acestor combustibili inferiori.

S-au precizat principalii parametri care influențează procesul de ardere a lignitilor în strat fluidizat, trăgîndu-se concluzii utile privind posibilitatea folosirii acestui procedeu în instalații industriale.

În cadrul sarcinii de a colabora cu Ministerul Industriei Petrolului și Chimiei, și cu Ministerul Industriei Grele la studierea căilor optime de valorificare prin gazeificarea sub presiune a lignitilor românești, Institutul a elaborat cîteva lucrări conținînd o serie de considerații și propuneri.

În vederea intensificării arderii lignitilor s-au continuat cercetările privind caracteristicile energetice ale acestora.

Pe baza rezultatelor respective se vor putea alege procedeele și instalațiile de ardere cele mai adecvate pentru arderea lignitilor cu randamente ridicate.

S-a urmărit și s-a obținut îmbunătățirea metodei de fabricare a cocsului metalurgic din cărbuni energetici în vederea trecerii la experimentarea la scară semiindustrială. S-au încheiat cercetările în fază pilot asupra desulfurării cocsului fabricat prin procedee clasice, obținîndu-se scăderea sulfului total de la 2,4% la 1,4 %. În paralel, s-au efectuat studii de laborator asupra desulfurării cărbunilor prin suflaj oxidativ, realizîndu-se o îndepărtare a sulfului de circa 30%.

Problemele utilizării energetice a combustibililor lichizi și gazoși au stat de asemenea în atenția Institutului de energetică, fie prin rezolvarea efectivă a unor teme, fie în deosebi, prin pregătirea bazei materiale în vederea extinderii cercetărilor în acest domeniu. Astfel de pildă, rezultate importante, cu consecințe practice pentru industria noastră de gaz metan, au fost obținute în direcția eliminării umidității gazelor naturale.

Menționăm, de asemenea, cercetările privind procesele energetice din motoarele cu ardere internă legate de folosirea gazului lichefiat. Pe baza determinării legii de ardere și a vitezei

de ardere s-au tras concluzii folositoare asupra oportunității utilizării unui asemenea combustibil în motoarele cu ardere internă, în condițiile țării noastre.

Rezultate importante s-au obținut și în cadrul studiului experimental al reducerii consumului specific de benzină, stabilindu-se valoarea optimă a raportului volumetric de compresiune precum și influența neuniformităților acestuia și a avansului la aprindere asupra economicității motorului. Cercetările respective au fost sprijinite de datele experimentale privind influența factorilor caracteristici ai procesului de ardere asupra uzurii motorului supracomprimat determinată cu ajutorul izotopilor radioactivi.

Rezultatele pozitive obținute de Institut în munca de cercetare au permis ca activitatea sa științifică să fie mai bine cunoscută atît în țară cît și peste hotare. Sesiunea de comunicări a Institutului cu tema: *Energia nucleară în energetică*, consfătuirea privind *Utilizarea energetică a lignitilor*, Sesiunea generală de comunicări din 31 martie — 2 aprilie, Sesiunea de comunicări din noiembrie s-au bucurat de o participare largă iar comunicările prezentate au găsit o bună apreciere în rîndurile participanților. În revistele Institutului precum și în alte reviste de specialitate s-au publicat peste 80 de articole reflectînd cercetările efectuate în institut.

În cadrul relațiilor cu străinătatea remarcăm faptul că realizările științifice ale institutului au fost prezentate în cadrul unor manifestări științifice internaționale, ca de exemplu: Congresul I.F.A.C. de la Moscova, Conferința asupra problemelor uscării, de la Budapesta, Conferința mondială a energiei; prezentarea unor lucrări ale institutului la Conferința internațională a marilor rețele etc. De asemenea, aceste realizări au fost oglindite și într-un număr de articole publicate în reviste de specialitate străine.

În 1960, Institutul a fost solicitat să trimită în R. P. Chineză un material privind rezultatele obținute în problema utilizării energetice a presiunii gazelor naturale iar cele privind cazanul Vuia în R. P. Ungară; de asemenea, s-a întocmit și înaintat la cererea R. P. Bulgaria o documentație completă asupra arderii lignitilor în instalații mici și mijlocii elaborată pe baza cercetărilor institutului.

Un număr însemnat de cercetători ai institutului — marea majoritate tineri — au făcut în acest an vizite în diferite țări străine acumulînd o serie de cunoștințe utile.

Un rol însemnat în cunoașterea de către cercuri de specialitate din ce în ce mai largi din străinătate a preocupărilor și realizărilor noastre îl constituie schimbul de publicații.

În cursul acestui an s-a ajuns ca institutul să întrețină legături permanente de schimb cu un număr de 180 de institute și edituri.

Datorită schimbului, revistele noastre au ajuns să fie recenzate curent într-un număr de peste zece publicații, dintre care unele de largă circulație internațională ca de exemplu Referativnîi Jurnal, Schnellberichte, Bulletin signaletique, V.D.E. etc.

Realizările obținute în anul 1960 constituie premise favorabile dezvoltării cercetărilor în anul 1961, cercetări ce au ca principal obiectiv sarcinile rezultate din Directivele celui de-al III-lea Congres al Partidului Muncitoresc Romîn.

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R. ÎN ANUL 1960

ELECTROTEHNICĂ

P. DIMO, E. ARIE, F. MANEA, S. IONESCU, P. NICOLAE, **Tratarea neutrului rețelelor de înaltă tensiune pentru evitarea supratensiunilor prelungite,** 219 p. + 1 pl., 9,85 lei.

AUTOMATICĂ

C. I. PENESCU, **Automatica și telemecanica sistemelor energetice, vol. II,** 576 p. + 50 pl., 35,70 lei.

* * * **Probleme de automatizare. A doua consfătuire asupra automatizărilor industriale din R.P.R. (5—8 iunie 1957),** 345 p. + 3 pl., 15 lei.

MECANICĂ APLICATĂ

AL. MARINESCU, **Teoria elicopterului,** 268 p. + 1 pl., 12,60 lei.

CONSTRUCȚII

MIRCEA SOARE, **Aplicarea ecuațiilor cu diferențe finite la calculul plăcilor curbe subțiri,** 403 p. + 7 pl., broșat 18,40 lei, legat 29,50 lei.

A. NECȘULEA, **Acustica în construcții. Bazele acusticii clădirilor,** 160 p., 7,75 lei.

M. GRUMĂZESCU, **Acustica în construcții. Măsurători acustice în construcții,** 161 p. + 1 pl., 8,80 lei.

N. WEGENER, **Acustica în construcții. Elemente de proiectare acustică în construcții,** 175 p. + 6 pl., 9,85 lei.

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut:

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1—2 dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, 4 n-re (a 7 lei).

Numerele curente se găsesc de vînzare la

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.
Bucureşti, Calea Victoriei 27, sau la orice librărie din ţară.

Se pot comanda şi prin poştă la secţiile „Cartea prin poştă" de pe lîngă Librăria Academiei R.P.R., librăriile principale din reşedinţele de regiune, sau la Librăria Republicană

CARTEA PRIN POŞTĂ
Bucureşti, str. Biserica Enei nr. 16, raionul I.V. Stalin

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I. P. 2, c. 745

Lei 7.—

P 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

KAT
R
REFERALVA

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

2

ANUL XI
1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

2

ANUL XI

1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

MŰSZAKI KÖNYVTÁR

COMITETUL DE REDACŢIE

Acad. I. S. GHEORGHIU; R. RĂDULEŢ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI—*redactor responsabil adjunct*; G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar ştiinţific*; G. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSEMBERG.

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacţia: BUCUREŞTI, Şos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul XI, nr. 2 1961

SUMAR

Pag.

ENERGETICĂ GENERALĂ

CONSTANTIN GUŢU, Determinarea rezervei de putere în sisteme interconectate ideal 227

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

V. V. GHIA şi L. COSTEA, Cercetări experimentale asupra aplicării răcirii prin evaporare la cuptoare 241
D. GRECOV, Studiu asupra determinării temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare în centrale termoelectrice moderne 261
GEORGE BĂRĂNESCU, Unele probleme ale calculului scurgerii în regim variabil a gazelor de compoziţie variabilă 283
C. A. VASILESCU, CH. VASILIU şi I. ŞTEFAN, Influenţa raportului de compresiune şi a avansului la declanşarea scînteii electrice asupra economicităţii motorului cu aprindere prin scînteie 291

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, M. MIHAIL, B. BERCOVICI, FR. BOLCHI şi AL. BĂDĂRĂU, Consideraţii privind gazificarea sub presiune a cărbunilor cu referire la ligniţii din R.P.R. 303
I. BLUM şi V. CÎNDEA, Desulfurarea cărbunilor la temperaturi joase cu agent desulfurant gazos. Nota I. Încercări de desulfurare a unor cărbuni din Valea Jiului în strat fix prin metoda oxidării 325
I. BLUM şi I. NISTOR, Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. III. Tehnologie 345

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

G. DRĂGAN, B. POPA şi I. ADĂMUŢ, Cercetări experimentale privind determinarea tensiunilor de conturnare a lanţurilor de izolatoare IC_4 355
AL. FRANSUA, Studii privind instalaţiile de comandă a motoarelor asincrone de acţionare a troliului de foraj 377

NOTE

MIRCEA NĂSTASE, Cercetări experimentale asupra influenţei injecţiei unui combustibil în ţevăria de admisie a unui motor cu aprindere prin compresiune cu cameră de turbulenţă 401

DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ

Noi instalaţii experimentale necesare cercetărilor, construite în 1960 407

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome XI, n° 2 1961

SOMMAIRE

Page

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

CONSTANTIN GUŢU, Détermination de la réserve de puissance dans les systèmes idéalement interconnectés 227

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

V. V. GHIA et L. COSTEA, Recherches expérimentales sur l'application aux fours du refroidissement par un mélange d'eau et de vapeur 241

D. GRECOV, Étude sur la détermination de la température finale de chauffage préalable de l'eau d'alimentation dans les centrales thermo-électriques modernes 261

GEORGE BĂRĂNESCU, Quelques problèmes soulevés par le calcul de l'écoulement, en régime variable, des gaz à composition variable 283

C. A. VASILESCU, CH. VASILIU et I. ŞTEFAN, Influence du rapport de compression et de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique sur l'économie du moteur à l'allumage par étincelle 291

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, M. MIHAIL, B. BERCOVICI, FR. BOLCHI et AL. BĂDĂRĂU, Considérations sur la gazéification sous pression des charbons, se référant aux lignites roumains 303

I. BLUM et V. CÎNDEA, Désulfuration des charbons aux basses températures par un agent désulfurant gazeux. Note I. Essais de désulfuration à couche fixe, par la méthode de l'oxydation, de certains charbons de la Vallée du Jiu 325

I. BLUM et I. NISTOR, Briquettes de coke de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, obtenues par traitement thermochimique. III. Technologie 345

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQE

G. DRĂGAN, B. POPA et I. ADĂMUŢ, Recherches expérimentales sur la détermination des tensions de contournement des chaînes d'isolateurs IC_4 . . 355

L. FRANSUA, Étude sur les installations de commande des moteurs asynchrones pour l'entraînement des treuils de forage 377

NOTES

MIRCEA NĂSTASE, Recherches expérimentales sur l'influence de l'injection d'un combustible dans le tuyautage d'admission d'un moteur à allumage par compression, à chambre de turbulence 401

DE L'ACTIVITÉ DE L'INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

Nouvelles installations expérimentales nécessaires aux recherches, construites pendant l'année 1960 407

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том XI, № 2 1961

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

КОНСТАНТИН ГУЦУ, Определение резервной мощности в идеально взаимосвязанных системах 227

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

В. В. ГИЯ и Л. КОСТЯ, Опытные исследования испарительного охлаждения печей 241

Д. ГРЕКОВ, Исследование об установлении конечной температуры подогрева питающей воды на современной теплоэлектростанции 261

ДЖЕОРДЖЕ БЭРЭНЕСКУ, Некоторые вопросы расчета истечения газов изменяющегося состава в переменном режиме 283

К. А. ВАСИЛЕСКУ, Г. ВАСИЛИУ и И. ШТЕФАН, Влияние степени сжатия и опережения зажигания на экономичность двигателя внутреннего сгорания с электроискровым зажиганием 291

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛЮМ, М. МИХАИЛ, Б. БЕРКОВИЧ, Ф. БОЛКИ и А. БЭДЭРЭУ, Соображения по газификации под давлением каменного угля-лигнита, добываемого в РНР 303

И. БЛЮМ и В. КЫНДЯ, Обессеривание каменного угля при низких температурах с использованием газообразного обессеривающего агента. Сообщение I. Испытания обессеривания углей Валя Жиулуй в неподвижном слое путем окисления 325

И. БЛЮМ и И. НИСТОР, Производство брикетного кокса путем термохимической обработки неспекающихся или слабоспекающихся сортов каменного угля. III. Технология 345

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Г. ДРЭГАН, Б. ПОПА и А. АДЭМУЦ, Опытные исследования по определению напряжений перекрытия гирляндовых изоляторов IC_4 355

А. ФРАНСУА, Изучение установок управления асинхронных двигателей для привода бурового станка 377

ЗАМЕТКИ

МИРЧА НЭСТАСЕ, Опытные исследования влияния впрыска горючего во всасывающий трубопровод (коллектор) двигателя с воспламенением от сжатия, с вихревой камерой сгорания 401

ИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ

Новые экспериментальные установки необходимые для исследований созданные в 1960 году 407

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

DETERMINAREA REZERVEI DE PUTERE ÎN SISTEME INTERCONECTATE IDEAL*)

DE

CONSTANTIN GUȚU

Scopul acestui articol este să prezinte o metodă de calcul pentru determinarea rezervei de putere în sistemele energetice. Lucrarea încearcă să răspundă la unele cerințe ale proiectării de perspectivă. Autorul este conștient de faptul că, pe baza schemei prezentate și plecînd de la ideile principale concretizate în relații, metoda poate să fie îmbunătățită. S-a considerat oportun ca ea să fie publicată chiar în această formă pentru a da loc unui schimb de idei.

Acest lucru este cu atît mai indicat cu cît în literatura tehnică românească nu s-a reflectat încă experiența acumulată de către specialiștii din exploatare sau proiectare puși în fața problemei de a calcula rezerva de putere necesară sistemului energetic.

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Pentru a putea satisface cu un anumit grad de siguranță cerințele consumatorilor de energie electrică, este necesar ca în sistem să existe o anumită rezervă de putere. În lucrarea de față se studiază numai acea parte din rezerva totală care se cunoaște sub numele de rezervă utilizabilă și care se definește ca diferență între puterea utilizabilă și sarcina cerută la un moment dat **).

Se știe că, în practica actuală, rezerva utilizabilă se determină prin însumarea a două componente : rezerva de sarcină, care ține seama

*) Lucrare comunicată la Sesiunea științifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 24 februarie 1961.

**) Diverse categorii de puteri și rezerve sînt definite amănunțit în [12] și discutate în [3], [4]. Puterea utilizabilă a sistemului este egală cu puterea sa instalată minus puterea indisponibilă datorită „strangulărilor" și minus puterea agregatelor aflate în reparație.

de abaterile întîmplătoare ale sarcinii de la valoarea prognosticată (la ora de vîrf), și rezerva de avarie, care ține seama de posibilitatea opririi forțate a unor agregate datorită avariilor.

Întrucît cele două componente sînt mărimi (evenimente) statistice independente, însumarea lor aritmetică nu este o operație corectă și introduce o anumită eroare în aprecierea rezervei de putere necesare în sistemele energetice. Această constatare a mai fost evidențiată [2], [3], [4], dar dintre toate lucrările cunoscute numai în [2], [4] se propun soluții care țin seama de particularitatea amintită mai sus. Soluțiile propuse se caracterizează, între altele, prin faptul că cele două componente se combină după o prealabilă tratare separată.

În lucrarea de față, rezerva utilizabilă este privită din capul locului ca o mărime statistică de sine stătătoare. Acest mod de a pune problema are avantajul de a simplifica raționamentele și calculul. În plus, el este conform cu cerințele proiectării de prespectivă a sistemelor energetice pentru care împărțirea rezervei utilizabile în rezervă de sarcină și rezervă de avarie este convențională și inutilă. Totodată, acest mod de a raționa a atras după sine noțiunea de rezervă medie statistică, o mărime mult mai semnificativă decît unele valori arbitrare, aparent exacte, care se adoptă de obicei în calculul rezervei.

Metoda propusă în lucrare se aplică sistemelor interconectate ideal; cu alte cuvinte, ea nu ține seama de efectul rețelei de transport și distribuție. Această aproximație este acceptabilă în cazul unui sistem cu rețea bine dezvoltată, cu centrale interconectate multiplu prin legături tari.

Pentru cazul a două sau mai multe sisteme interconectate prin legături slabe, metoda trebuie să fie completată, ținînd seama de influența unor asemenea legături asupra siguranței de funcționare a sistemelor interconectate.

2. MODUL ÎN CARE SE PUNE PROBLEMA

Valorile pe care le ia sarcina sistemului la o anumită oră dintr-un șir de zile succesive reprezintă, după cum se știe, o mulțime aleatorie. Fie X valoarea curentă a sarcinii sistemului. S-a demonstrat [5], [6] că variabila aleatorie X se grupează simetric în jurul centrului său de împrăștiere m_x, avînd o distribuție normală.

Pentru acoperirea sarcinii, dispecerul sistemului are la dispoziție o anumită putere utilizabilă, care poate fi redată sub forma sumei unui șir finit de puteri discrete (suma puterilor utilizabile reperate la bornele generatoarelor).

Datorită unor evenimente întîmplătoare în care elementul esențial îl constituie avariile, puterea utilizabilă a sistemului măsurată la o anumită oră într-un șir de zile succesive reprezintă și ea o mulțime aleatorie. Fie Y valoarea curentă a puterii utilizabile a sistemului.

În lucrările privind rezerva de putere apărute în literatură, se admite că termenii șirului care concură la formarea lui Y pot avea două — și

numai două — valori : zero sau puterea nominală (totul sau nimic). În acest caz, oscilațiile lui Y în jurul valorii sale medii urmează legea distribuției binomiale. În lucrarea de față, pentru a simplifica aplicarea practică a metodei se emite ipoteza că variabila aleatorie Y are o distribuție normală*). Trecerea de la distribuția binomială la cea normală nu prezintă dificultăți matematice. Formulele de trecere care permit determinarea parametrilor distribuției normale (media și dispersia) se deduc cu ușurință [8].

Tratarea legii normale de distribuție a puterii utilizabile ca un caz-limită al distribuției binomiale impune parcurgerea următoarelor etape :

— prelucrarea materialului statistic privind avariile fiecărui agregat din sistem (cazane și turbine) ;

— determinarea coeficienților de disponibilitate pentru fiecare agregat în parte ;

— determinarea *agregatului fictiv* caracterizat printr-o anumită putere și un anumit coeficient de disponibilitate ;

— determinarea numărului de agregate fictive identice pentru sistemul dat.

Aceste etape se regăsesc, în esență, și la tratarea puterii utilizabile ca o variabilă cu distribuție binomială și reprezintă o mare parte din munca necesară pentru calculul rezervei.

În cazul unui sistem existent, admițînd și ipoteza de normalitate, etapele de mai sus pot fi eliminate, iar volumul de muncă se poate reduce substanțial, tratînd puterea utilizabilă (Y) în același mod în care se tratează sarcina sistemului (X). În acest scop este necesar să se noteze valorile lui Y, la aceeași oră, într-un șir de zile succesive dintr-o perioadă aleasă convenabil. Se obține astfel șirul statistic care oferă toate datele necesare pentru determinarea caracteristicilor numerice ale distribuției lui Y. Din păcate, se pare că această cale foarte simplă nu se poate aplica, cel puțin sub forma prezentată mai sus, la proiectarea de perspectivă. Pentru acest ultim caz ar fi necesar să se examineze posibilitatea de extrapolare a șirului statistic, constituit pe baza datelor culese din sistemul existent. Pentru a putea face o comparație concludentă între calea propusă și căile cunoscute n-ar trebui să se piardă din vedere faptul că nici metodele actuale, bazate pe determinarea coeficienților de disponibilitate, nu se pot dispensa, atunci cînd se aplică la proiectarea de perspectivă, de o anumită extrapolare a datelor în viitor.

3. SIGURANȚA MOMENTANĂ (LA ORA DE VÎRF)

Cu notațiile adoptate mai sus, expresia rezervei utilizabile se poate scrie

$$R = Y - X. \tag{1}$$

Relația (1) exprimă următoarea realitate : indiferent de modul în care se planifică și decurge activitatea sistemului energetic, rezerva utili-

*) Implicit se admite că Y este o mărime continuă.

zabilă este egală, în fiecare moment, cu diferența dintre puterea utilizabilă și valoarea sarcinii în momentul considerat. Caracterul statistic al mărimilor Y și X conferă același caracter și mărimii R.

Pentru a cunoaște comportarea rezervei este necesar să se determine legea de distribuție și caracteristicile numerice ale mărimii R, care este o funcție de două variabile aleatorii:

$$R = \varphi(X, Y). \tag{2}$$

Forma funcției φ este dată de relația (1), care ne permite să vorbim de compoziția a două legi de distribuție.

Fie

$$f_1(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2}},$$
$$f_2(y) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}}, \tag{3}$$

legile de distribuție ale variabilelor independente X și Y în care semnificația notațiilor este evidentă.

Conform cu relațiile cunoscute din calculul probabilităților [8], compoziția celor două legi de distribuție, adică legea de distribuție a variabilei-sumă, se va calcula cu expresia

$$g(r) = \int_{-\infty}^{+\infty} f_1(x) f_2(r + x)\, dx. \tag{4}$$

Ținînd seama de relația (3), relația (4) se poate scrie

$$g(r) = \frac{1}{2\pi \sigma_x \sigma_y} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2} - \frac{(y-m_y)^2}{2\sigma_y^2}}\, dx. \tag{5}$$

Integrînd și efectuînd o serie de transformări, se obține

$$g(r) = \frac{1}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[r-(m_y-m_x)]^2}{2(\sigma_x+\sigma_y)^2}}. \tag{6}$$

Relația (6) reprezintă o lege de distribuție normală, avînd centrul de împrăștiere

$$m_r = m_y - m_x \tag{7}$$

și abaterea medie pătratică

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}. \tag{8}$$

Ea se poate scrie mai condensat sub forma

$$g(r) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(r-m_r)^2}{2\sigma_r^2}}. \tag{9}$$

Admiţînd că se cunosc parametrii m_x, m_y, σ_x, σ_y şi dînd anumite valori variabilei R, se poate construi curba de distribuţie, care descrie complet, din punct de vedere probabilistic, comportarea rezervei de putere, deci şi siguranţa de funcţionare a sistemului.

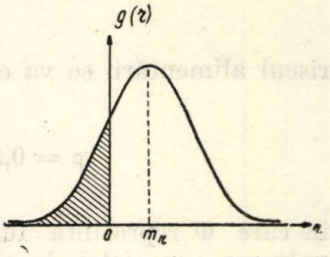


Fig. 1. — Curba diferenţială a distribuţiei normale.

Ecuaţia (9), care exprimă densitatea de distribuţie a variabilei R, s-a reprezentat grafic în figura 1. Se observă că, din mulţimea valorilor pe care le poate lua rezerva de putere, se disting două valori caracteristice : rezerva medie ($r = m_r$) şi rezerva nulă ($r=0$). Rezerva medie se caracterizează prin aceea că reprezintă valoarea cea mai probabilă, cea mai frecventă pe care o va lua rezerva de putere în intervalul de timp considerat. Rezerva nulă se caracterizează prin faptul că împarte domeniul de existenţă al lui R în două zone semnificative din punctul de vedere al siguranţei de funcţionare a sistemului. Ori de cîte ori $r > 0$, există în sistem exces de putere, deci sistemul va acoperi toată sarcina. Ori de cîte ori $r < 0$, are loc un deficit de putere, deci sistemul nu va putea satisface toată sarcina.

R i s c u l funcţionării sau probabilitatea de a avea deficit de putere este egal cu probabilitatea ca rezerva să fie negativă şi se poate calcula cu relaţia :

$$p = P\,(r<0) = \frac{1}{\sigma_r \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{0} e^{-\frac{(r-m_r)^2}{2\sigma_r^2}}\, dr. \tag{10}$$

În figura 1 riscul este reprezentat de suprafaţa haşurată din stînga axei ordonatelor.

În realitate, limita inferioară a integralei (10) nu va fi ($-\infty$), întrucît, după cum arată relaţia (1), valoarea cea mai mică pe care o poate lua rezerva este egală cu valoarea maximă a sarcinii, în ipoteza că toată puterea utilizabilă este avariată ($y = 0$). Totuşi, formula (10) nu-şi pierde valabilitatea practică, pentru că probabilitatea de a avea valori foarte mici ale rezervei se poate considera neglijabilă.

Pentru a putea utiliza tabelele de valori ale funcţiei normate a lui Laplace, se observă (fig. 2) că, deplasînd originea în punctul $r = m_r$ şi făcînd schimbarea de variabilă

$$z = \frac{r - m_r}{\sigma_r}, \tag{11}$$

riscul este reprezentat de suprafața de sub curbă, situată la stînga lui $z = -m_z$ sau la dreapta lui $z = +m_z$ în care

$$m_z = \frac{m_r}{\sigma_r}. \tag{12}$$

Datorită proprietăților de simetrie a distribuției normale și întrucît

$$\int_{-\infty}^{+\infty} g(z)\,dz = 1,$$

riscul alimentării se va calcula cu expresia

$$\rho = 0{,}5 - \int_{0}^{z=m_z} e^{-\frac{v^2}{2}}\,dv = 0{,}5 - \Phi(m_z), \tag{13}$$

în care Φ reprezintă funcția normată a lui Laplace ($\Phi(m_z)$ exprimă valoarea suprafeței de sub curba din figura 2 situată între ordonatele $z = 0$ și $z = m_z$).

S i g u r a n ț a alimentării sau probabilitatea de a nu avea deficit de putere este egală cu probabilitatea ca rezerva să fie pozitivă (fig. 1) și se poate calcula cu relația

$$s = P(r \geqslant 0) = \frac{1}{\sigma_r\sqrt{2\pi}} \int_{0}^{+\infty} e^{-\frac{(r-m_r)^2}{2\sigma_r^2}}\,dr. \tag{14}$$

În practică se vor utiliza tabelele funcției Laplace și relațiile :

$$s = 1 - \rho = 0{,}5 + \Phi(m_z), \tag{15}$$

care exprimă valoarea suprafeței nehașurate din figura 2, situate la stînga ordonatei $z = m_z$.

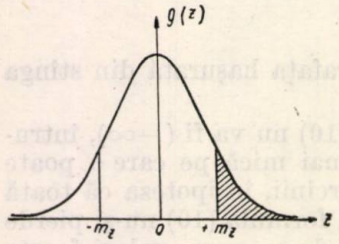


Fig. 2. — Curba normată a distribuției normale.

Figura 2 și relația (15) sînt semnificative mai ales prin faptul că exprimă, din punctul de vedere al siguranței, comportarea sistemului la diverse valori ale rezervei medii. De exemplu, dacă sarcina medie m_x nu se schimbă, iar puterea utilizabilă medie m_y crește prin instalarea unor unități noi sau prin terminarea reparațiilor capitale la unități vechi, atunci rezerva medie crește, punctul de abscisă m_z din figura 2 se deplasează spre dreapta, riscul scade, iar siguranța crește. Dacă m_y scade, atunci m_z se deplasează spre stînga, iar siguranța sistemului scade. Raționamentul se poate repeta pentru cazul $m_y = \text{const.}$, $m_x = \text{variabil}$.

Se observă că, pentru o perioadă determinată prin anumite valori ale sarcinii medii și ale puterii utilizabile medii, siguranța sistemului nu

depinde de valorile momentane ale rezervei, ci de valoarea rezervei medii.

Din acest motiv, siguranța de funcționare a unui sistem este caracterizată mai fidel de către rezerva medie decît de orice altă valoare a rezervei de putere.

4. SIGURANȚA MEDIE

Considerațiile expuse mai sus și schema de calcul prezentată privesc rezerva de putere ca un element static în sensul că se referă la un anumit moment de timp din ciclul zilnic de funcționare a sistemului. Este normal ca acest moment să coincidă cu ora de vîrf.

Se știe însă că sarcina sistemului variază cu timpul, și de aceea ea trebuie privită nu numai ca o mărime aleatorie, așa cum s-a făcut mai sus, și ci ca o funcție aleatorie avînd ca argument timpul. Același lucru se poate spune și despre puterea utilizabilă, cu observația că valoarea medie $m_y(t)$ a funcției $y(t)$ poate prezenta discontinuități și va avea oscilații mai mici și mai neregulate decît valoarea medie $m_x(t)$ a funcției $X(t)$.

Este evident că siguranța calculată pe baza datelor corespunzătoare unui singur moment de timp (de exemplu la vîrful curbei de sarcină) nu caracterizează în mod satisfăcător funcționarea sistemului. Pentru a obține o caracteristică mai completă este necesar să se țină seama de faptul că rezerva de putere, deci și siguranța sistemului, variază cu timpul.

Rezolvarea corectă a problemei ar trebui să se bazeze pe determinarea funcționalei de distribuție a funcției aleatorii $R(t)$ de forma

$$G[r(t)] = \lim_{n\to\infty} \int_{-\infty}^{r(t_1^{(n)})} \cdots \int_{-\infty}^{r(t_n^{(n)})} f_n(r_1, \ldots, r_n;\ t_1^{(n)}, \ldots, t_n^{(n)})\, dr_1 \ldots dr_n =$$

$$= \lim_{n\to\infty} G_n[r(t_1^{(n)}), \ldots, r(t_n^{(n)});\ t_1^{(n)}, \ldots, t_n^{(n)}].$$

Din păcate, metodele matematice necesare pentru rezolvarea problemelor de acest gen nu sînt încă suficient de bine elaborate [9].

O altă cale, care conduce la un rezultat suficient de apropiat de soluția corectă, ar consta în aplicarea schemei de mai jos.

Se alege o perioadă de timp caracteristică, de exemplu un sezon sau o lună, în decursul căreia puterea dată în reparații planificate nu se schimbă. Cele n zile de lucru ale perioadei se împart, fiecare, în m intervale de timp egale, suficient de mici (o oră sau chiar o jumătate de oră). Se întocmește apoi tabela 1.

Linia i din tabela 1 conține valorile funcției aleatorii $X(t)$ observate în realizația i pentru valorile $t_1, \ldots, t_m$ ale argumentului t. Materialul

Tabela 1

$X(t)$ \ t	t_1	t_2	...	t_k	...	t_m
$x_1(t)$	$x_1(t_1)$	$x_1(t_2)$	...	$x_1(t_k)$	...	$x_1(t_m)$
$x_2(t)$	$x_2(t_1)$	$x_2(t_2)$	...	$x_2(t_k)$	...	$x_2(t_m)$
...	...	...	...	...	...	...
$x_i(t)$	$x_i(t_1)$	$x_i(t_2)$	...	$x_i(t_k)$	...	$x_i(t_m)$
...	...	...	...	...	...	...
$x_n(t)$	$x_n(t_1)$	$x_n(t_2)$	...	$x_n(t_k)$	...	$x_n(t_m)$

obținut reprezintă rezultatele celor n experiențe efectuate asupra sistemului de m mărimi aleatorii $X(t_1) \ldots X(t_m)$. Pe baza acestui material se pot determina caracteristicile numerice corespunzătoare, considerate ca niște funcții de timp

$$m_x(t_k) = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i(t_k)}{n}, \tag{16}$$

$$D_x(t_k) = \frac{\sum_{i=1}^{n} [x_i(t_k) - m_x(t_k)]^2}{n-1}, \tag{17}$$

$$\sigma_x(t_k) = \sqrt{D_x(t_k)}. \tag{18}$$

Înlocuind un tabel asemănător pentru mărimile aleatorii $y(t_k)$, se pot calcula valorile $m_y(t_k)$, $D_y(t_k)$, $\sigma_y(t_k)$ și apoi:

$$m_r(t_k) = m_y(t_k) - m_x(t_k), \tag{19}$$

$$\sigma_r(t_k) = \sqrt{[\sigma_x(t_k)]^2 + [\sigma_y(t_k)]^2}. \tag{20}$$

Pentru fiecare moment de timp fixat în coloanele din tabela 1 se poate calcula, cu o relație de tipul (9), densitatea de distribuție $g[r(t_k)]$. Curbele care se obțin au fost reprezentate în figura 3, în ordinea crescătoare a valorilor m_r. Prima curbă, trasată cu linie plină, corespunde orei de vîrf (momentului t_v), în care, în mod normal, rezerva medie are valoarea cea mai mică.

Se observă (fig. 3) că în orele dinafara vîrfului, datorită deplasării spre dreapta a centrului de împrăştiere m_r, probabilitatea de a avea deficit de putere, reprezentată de suprafeţele corespunzătoare din stînga axei ordonatelor, scade în permanenţă.

Pentru a putea utiliza tabelele de valori ale funcţiei normate a lui Laplace, se repetă raţionamentul de la paragraful precedent şi se ajunge la concluzia că riscul alimentării la momentul t_k se poate calcula cu relaţia (21)

$$\rho(t_k) = 0{,}5 - \Phi\,[m_z(t_k)], \qquad (21)$$

în care

$$m_z(t_k) = \frac{m_r(t_k)}{\sigma_r(t_k)}. \qquad (22)$$

Riscul mediu în sezonul sau luna studiată va fi

$$\rho_{med} = \frac{1}{m}\sum_{k=1}^{m}\rho(t_k). \qquad (23)$$

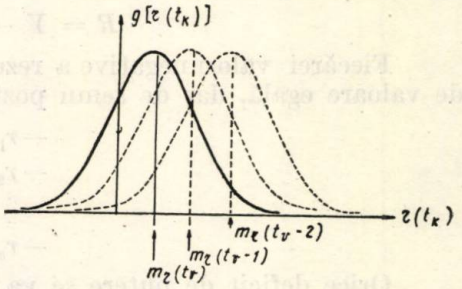


Fig. 3. — Curbele de distribuţie la diferite ore ale zilei ordonate după valorile crescătoare ale lui m_r.

Riscul mediu anual rezultă ca o medie aritmetică a riscurilor lunare sau sezoniere.

Siguranţa medie se poate calcula direct cu relaţia

$$s_{med} = \frac{1}{m}\sum_{k=1}^{m}s(t_k), \qquad (24)$$

în care

$$s(t_k) = 0{,}5 + \Phi\,[m_z(t_k)],$$

sau prin intermediul riscului mediu:

$$s_{med} = 1 - \rho_{med}. \qquad (25)$$

5. DEFICITUL PROBABIL DE ENERGIE ŞI INDICELE DE ASIGURARE

Riscul mediu (probabilitatea medie a deficitului de putere) şi, respectiv, siguranţa medie caracterizează într-o anumită măsură siguranţa de funcţionare a sistemului. Există autori — [1], [11] — care consideră că aceşti indici reprezintă o caracteristică suficient de completă a siguranţei sistemului şi că, în consecinţă, calcularea deficitului probabil de energie nu prezintă interes.

Împotriva acestei păreri pledează cel puţin două argumente. În primul rînd, unei anumite valori a deficitului de putere îi pot corespunde, în funcţie de tipul (mărimea) agregatelor şi de schemele lor de conexiuni, mai multe valori ale deficitului de energie. În al doilea rînd, după cum s-a mai arătat, problema rezervei de putere nu se poate considera soluţionată fără stabilirea unei legături între mărimea rezervei şi daunele

provocate economiei naționale prin nelivrarea unei anumite cantități de energie electrică. Or, pentru determinarea acestei legături, energia probabil nelivrată reprezintă o mărime obligatorie a calculului.

★

Să admitem că în sistem a avut loc o perturbare în urma căreia rezerva a luat o valoare negativă.

$$R = Y - X = -r_1 .$$

Fiecărei valori negative a rezervei îi corespunde un deficit de putere de valoare egală, dar de semn pozitiv

$$\begin{aligned} -r_1 &= d_1 \\ -r_2 &= d_2 \\ &\vdots \\ -r_m &= d_m . \end{aligned}$$

Orice deficit de putere se va manifesta în primul rînd prin neacoperirea vîrfului curbei de sarcină diurne. În figura 4 *a* s-a reprezentat această curbă (valori medii) pentru ziua de lucru caracteristică a unei luni sau a unui sezon ales convenabil, cu sarcinile clasate după durată. Prin MX_v s-a notat sarcina medie statistică la ora de vîrf. Pe ordonată s-au marcat valorile $MX_v - d_1$, $MX_v - d_2, \ldots$ în ipoteza $d_1 < d_2 < \ldots < d_m$. Din figura 4 *a* se obține ușor figura 4 *b*, care reprezintă funcția $d = d(t)$, adică variația în timp a deficitelor posibile de putere.

Suprafața hașurată din figura 4 *a*, respectiv din figura 4 *b*, reprezintă energia nelivrată în ipoteza că deficitul de putere d_1 este sigur

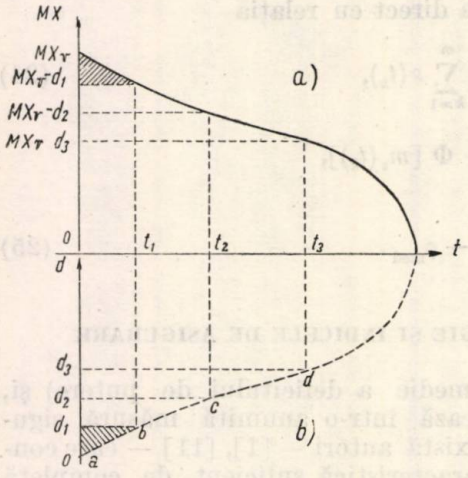


Fig. 4. — Curba clasată a sarcinilor pentru ziua de lucru caracteristică (valori medii).

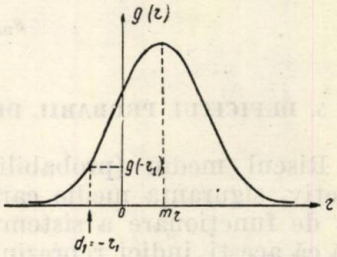


Fig. 5. — Determinarea probabilității de apariție a deficitului de putere.

și că intervalul de timp cuprins între 0 și t_1 se intercalează în intervalul de timp al deficitului.

Probabilitatea ca în sistem să se producă deficitul de putere d_1, egală cu $g(-r_1)$, este arătată în figura 5 și se poate calcula cu relația (9).

Calculul se poate efectua mai comod folosind distribuția normată și relația

$$g(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}, \tag{26}$$

unde

$$z = \frac{m_r + d}{\sigma_r},$$

ale cărei valori sînt tabelate [8].

Energia probabil nelivrată în ziua de lucru caracteristică, numită și deficit probabil de energie, este egală cu suma energiilor probabil nelivrate datorită deficitelor probabile de putere $d_1, \ldots d_m$.

Dacă expresia analitică a curbei $d(t)$ din figura 4 *b* s-ar cunoaște, atunci deficitul probabil de energie în ziua de lucru caracteristică s-ar putea calcula cu relațiile

$$\Delta E = g(z_1) \int_0^{t_1} d(t) \cdot dt + g(z_2) \int_0^{t_2} d(t) \cdot dt + \ldots + g(z_m) \int_0^{t_m} d(t) \cdot dt =$$

$$= g(z_1) \int_0^{t_1} d(t) \cdot dt + g(z_2) \left[\int_0^{t_1} d(t) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} d(t) \cdot dt \right] + \ldots +$$

$$+ \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots +$$

$$+ g(z_m) \left[\int_0^{t_1} d(t) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} d(t) \cdot dt + \ldots + \int_{t_{m-1}}^{t_m} d(t) \cdot dt \right].$$

Printr-o serie de transformări se obține

$$\Delta E = \sum_{i=1}^{m} g(z_i) \int_0^{t_1} d(t) \cdot dt + \sum_{i=2}^{m} g(z_i) \int_{t_1}^{t_2} d(t) \cdot dt + \ldots$$

$$+ \sum_{i=m}^{t_m} g(z_i) \int_{t_{m-1}} d(t)\, dt. \tag{27}$$

Întrucît expresia analitică a curbei clasate este de obicei necunoscută, se poate face aproximația că segmentele *ab*, *bc* ș.a.m.d. sînt drepte (vezi figura 4 *b*). Luînd pentru

$$\Delta d_k = d_k - d_{k-1} \qquad (k = 1,2,\ldots, m), \tag{28}$$

o valoare convenabil de mică, putem reduce eroarea oricît dorim. De preferință, Δd_k va fi egal cu mărimea agregatului fictiv.

Cu aceste ipoteze (28) devine

$$\Delta E = I_1 \sum_{i=1}^{m} g(z_i) + I_2 \sum_{i=2}^{m} g(z_i) + \ldots + I_m \sum_{i=m} g(z_i), \tag{29}$$

în care

$$I_k = \frac{1}{2}(t_k + t_{k-1})(\Delta d_k) \qquad (k = 1,2,\ldots,m). \tag{30}$$

De la deficitul probabil de energie în ziua de lucru caracteristică se poate trece fără dificultate la deficitul probabil de energie dintr-o lună sau dintr-un sezon, conținînd n asemenea zile caracteristice

$$\Delta E_n = n(\Delta E). \tag{31}$$

Deficitul anual va fi egal cu suma deficitelor sezoniere, numărul sezoanelor depinzînd în special de regimul reparațiilor planificate.

Prin analogie cu indicele de siguranță s, care indică șansele de realizare a producției de putere, se poate defini un indice care să arate șansele de realizare a producției de energie într-o perioadă dată :

$$\alpha = \frac{E}{E + \Delta E}, \tag{32}$$

în care

E — reprezintă energia livrată,
ΔE — deficitul de energie,
$E + \Delta E$ — energia cerută,
α — indice de asigurare.

6. CONCLUZII

1. Tratarea rezervei utilizabile ca o mărime statistică de sine stătătoare reflectă mai corect realitatea și oferă avantajul de a simplifica raționamentele și calculul. Simplificarea calculelor are la bază în special adoptarea ipotezei de normalitate a distribuției puterii utilizabile. Parametrii acestei distribuții se pot obține fie tratînd-o ca un caz-limită al distribuției binominale, fie — mai direct și mai simplu — stabilind șirul statistic al valorilor pe care le ia puterea utilizabilă într-o perioadă convenabilă.

Pentru o mai mare precizie a rezultatelor este de dorit ca în mod analog cu rezolvarea propusă în lucrare, care constă din compoziția a două legi de distribuție normale, să se încerce compoziția unei legi normale (sarcina sistemului) cu o lege Poisson sau, și mai bine, cu o lege binominală (puterea utilizabilă).

2. Dintre toate valorile pe care le poate lua rezerva de putere într-o perioadă dată, cea mai stabilă și mai semnificativă este rezerva medie.

3. Pentru determinarea rezervei optime este necesar să se stabilească relația dintre valoarea rezervei și costul producției nerealizate la consumator, datorită nelivrării unor cantități de energie electrică. Pînă la stabilirea unor asemenea relații este ncesar ca, pe baza experienței

de exploatare acumulate în sistemul R.P.R. și pe baza experienței altor țări, să se adopte valorile cele mai justificate pentru siguranța momentană (la vîrf), siguranța medie și indicele de asigurare.

4. La aplicarea în practică a relațiilor stabilite în lucrare trebuie să se aibă în vedere faptul că ele se referă la rezerva utilizabilă, iar nu la rezerva de avarie. În consecință, compararea indicilor de siguranță care se obțin prin metoda prezentată cu indicii de siguranță cunoscuți din literatura occidentală trebuie să se facă în mod corespunzător.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЗЕРВНОЙ МОЩНОСТИ В ИДЕАЛЬНО ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ СИСТЕМАХ

РЕЗЮМЕ

Автор излагает метод определения резервной мощности в энергетических системах. Работа представляет собой попытку решить задачу определения резервной мощности с точки зрения проектировки и планирования энергетических систем. Отличительной чертой метода является то, что оперативный резерв, рассматриваемый как самостоятельная случайная величина, определяется не косвенно — через свои составляющие — а прямо. Выявляется имеющая определенное значение величина, а именно — среднее значение резервной мощности за данный период времени. Предлагается упрощенный способ расчета дефицита энергии.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Дифференциальная кривая нормального распределения.
Рис. 2. — Нормированная кривая нормального распределения.
Рис. 3. — Кривые распределения в различные часы дня, расположенные по возрастающим значениям m_τ.
Рис. 4. — Кривая продолжительности нагрузок характеристического рабочего дня (средние значения).
Рис. 5. — Определение вероятности появления дефицита мощности.

DÉTERMINATION DE LA RÉSERVE DE PUISSANCE DANS LES SYSTÈMES IDÉALEMENT INTERCONNECTÉS

RÉSUMÉ

L'auteur propose une méthode permettant de déterminer la réserve de puissance dans les systèmes énergétiques. Le travail tâche de satisfaire aux exigences de l'élaboration des projets de systèmes et de leur planification. L'élément caractéristique de la méthode est que la

réserve utilisable, traitée comme une grandeur statistique, y est déterminée d'une façon directe et non par l'intermédiaire de la réserve d'avarie et de la réserve de charge. En outre, il met en évidence une autre grandeur significative, à savoir : la valeur moyenne de la réserve pendant une période déterminée. Enfin, il propose une méthode simplifiée pour le calcul du déficit d'énergie.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Courbe différentielle de la distribution normale.
Fig. 2. — Courbe normalisée de la distribution normale.
Fig. 3. — Courbes de distribution, aux diverses heures de la journée, ordonnées selon les valeurs croissantes de m_T.
Fig. 4. — Courbe classée des charges pendant une journée de travail caractéristique (valeurs moyennes).
Fig. 5. — Détermination de la probabilité d'apparition du déficit de puissance.

BIBLIOGRAFIE

1. G. CALABRESE, *Determination of Reserve Capacity by the Probability Method.* Transactions A.I.E.E., **69**, partea a II-a, 1681—1689 (1950).
2. А. А. МОРОЗОВ, *Определение нагрузочного и аварийного резервов.* Электричество, *6*, 43 (1956).
3. В. В. БОЛОТОВ, *Проблема резервов при проектировании и планировании развития энергетики.* Электричество, *3*, 5—10 (1959).
4. И. М. МАРКОВИЧ, *Основные режимные принципы выбора величины и размещения резерва активной мощности в энергетических системах.* Электричество, *3*, 11—17 (1959).
5. M. WOLF, *Enzyklopädie der Energiewirtschaft.* Zweiter Band. Belastungskurven und Dauerlinien in der elektrischen Energiewirtschaft. Springer Verlag Berlin-Göttingen-Heidellberg, 1959.
6. M. PETCU, *Prognoza regimului sarcinilor unui sistem electroenergetic.* Studii şi cercetări de energetică, *4* (1960).
7. T. MICLESCU, *Precizia prognozelor.* Studii şi cercetări de energetică, *2* (1960).
8. ДИНИН-БАРКОВСКИЙ и Н. В. СМИРНОВ, *Теория вероятностей и математическая статистика в технике (общая часть).* Государственное издательство технико-теоретической литературы, Москва. 1955.
9. В. С. ПУГАЧЕВ, *Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления.* Издание второе. Гос. издат. физико-математической лит., Москва, 1960.
10. WAN MELE, A. CALVAER, C. MARIQUE, *Le problème des réserves dans l'industrie de la production d'électricité en Belgique.* Bull. scientifique A.I.M., Montefiori, *3*, 187 (1956).
11. A. CALVAER, *Le calcul des probabilités appliqué aux réserves électriques.* Bull. scientifique A.I.M., Montefiori, *7—8—9* (1957).
12. * * * *Puteri — Terminologie,* STAS 2551/1957.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA APLICĂRII RĂCIRII PRIN EVAPORARE LA CUPTOARE*)

DE

V. V. GHIA şi L. COSTEA

1. GENERALITĂŢI

Cuptoarele, funcţionînd la temperaturi ridicate, au o serie de elemente metalice răcite, în vederea menţinerii durabilităţii lor un timp îndelungat cît şi în alte scopuri.

Astfel, la cuptoarele Martin se răcesc ramele uşilor, chesoanele, grinzile de reazem al bolţii, registrele etc. La cuptoarele cu propulsie se răcesc ramele uşilor, ţevile de alunecare pe care se deplasează lingourile etc.

Furnalul se răceşte de la creuzet pînă la aproximativ partea sa superioară, precum şi gurile de vînt.

La cuptoarele verticale pentru topirea metalelor neferoase se răcesc toţi pereţii laterali care formează cuptorul. Se mai pot da încă numeroase exemple de acest fel.

Căldura preluată de agentul de răcire care circulă prin *elementele răcite* este foarte mare, ajungînd uneori pînă la 25% din căldura introdusă în cuptor [1].

Astăzi, în ţara noastră, răcirea elementelor se face numai cu apă, care se evacuează din instalaţie la $\sim 30 - 80°C$, fără a i se folosi căldura conţinută în ea.

Se apreciază [2] că numai la cuptoarele Martin, la o producţie de oţel de $3{,}5 \cdot 10^6$ t/an, căldura pierdută depăşeşte sensibil 100 000 t comb. convenţional/an.

Pentru înlăturarea acestor pierderi, cît şi pentru alte numeroase avantaje, se preconizează introducerea răciii prin evaporare, adică răcirea elementelor cu o emulsie apă-abur.

---

*) Lucrare comunicată la Sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 24 februarie 1961.

Aburul rezultat se va putea folosi astfel pentru termoficare, scopuri tehnologice şi energetice etc.

Folosirea răcirii prin evaporare micşorează de 30—60 de ori, cantitatea de apă cu care se alimentează instalaţia, astfel că, în regiunile lipsite de apă sau cu apă de calitate inferioară, acest procedeu este mai avantajos faţă de răcirea cu apă, indiferent de folosirea căldurii [2]. Pe de altă parte, se înlătură depunerile de săruri care apar la răcirea cu apă datorită fenomenului de fierbere locală. Se prelungeşte astfel durata de utilizare a elementelor răcite.

Răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată şi mai ales cu circulaţie naturală, producînd abur la presiuni relativ scăzute, este aplicată astăzi în U.R.S.S. la scară industrială [3].

Cercetările care se fac în întreaga lume se referă în special la răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată a diferitelor elemente, funcţionînd la presiuni ridicate [4].

Deoarece în R.P.R. nu s-a studiat încă o instalaţie de răcire prin evaporare, iar în literatura de specialitate se dau date puţine asupra comportării ramelor — care sînt elemente comune majorităţii cuptoarelor care folosesc răcirea prin evaporare —, s-a luat în studiu o ramă din oţel forjat. Rama era prevăzută cu circuite asemănătoare cu acela cu care sînt dotate majoritatea ramelor prezentate în literatura de specialitate, astfel încît concluziile care se vor obţine vor avea o valabilitate lărgită.

Studiile s-au efectuat în variantele cu circulaţie forţată şi cu circulaţie naturală, recomandîndu-se la sfîrşitul articolului datele necesare calculului ramelor în vederea proiectării instalaţiilor de răcire prin evaporare.

2. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ

După cum s-a arătat anterior, experimentările au avut ca prim obiectiv de cercetare studiul ramei prezentate în figura 1, răcită prin evaporare şi răcită cu apă, în vederea stabilirii datelor necesare calculului judicios.

Studiul a comportat precizarea:

a) variaţiei în funcţie de temperatura de radiaţie t_r a fluxurilor medii primite de cele două circuite ale ramei, expuse direct radiaţiei flacării;

b) repartiţia cantităţilor de căldură primite de cele patru circuite ale ramei;

c) influenţa vitezei medii W_m asupra temperaturilor peretelui ramei în trei puncte caracteristice (t_1, t_2, t_3) la răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată, pentru o anumită valoare a temperaturii t_r;

d) influenţei p_{ab} asupra temperaturilor t_1, t_2 şi t_3 la o anumită valoare a vitezei W_m şi temperaturii t_r la răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată;

e) influenţei temperaturii t_r şi a presiunii p_{ab} asupra temperaturilor t_1, t_2 şi t_3 la răcirea prin evaporare cu circulaţie naturală.

Un al doilea obiectiv principal al experimentărilor a fost acela de a constata modul cum se comportă în ansamblu instalația de răcire prin evaporare, în funcționare.

În vederea satisfacerii obiectivelor prezentate s-a construit o instalație experimentală adecvată.

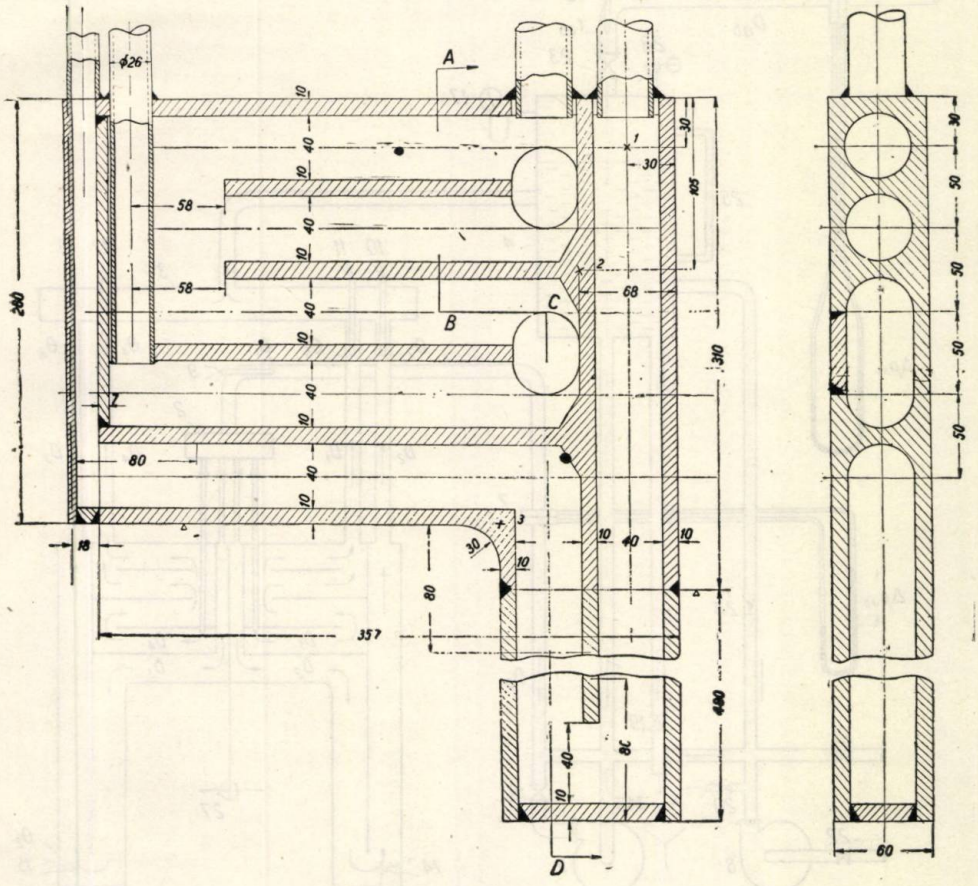


Fig. 1

Cercetările s-au efectuat pe un cuptor experimental la care spațiul de lucru avea : lungimea 3 000 mm, lățimea 800 mm, iar înălțimea de 900 mm. Ușa cuptorului încadrată de rama experimentată era plasată la partea posterioară a spațiului de lucru, la o distanță de cca. 2,5 m de injectorul de păcură, care avea flacăra scurtă.

Schema circuitului pentru studiul răcirii prin evaporare cu circulație forțată este prezentată în figura 2.

Părțile principale ale schemei sînt : rama (1), tamburul separator (4), pompa de circulație (5), pompa de alimentare (6), conducte de legă-

tură şi aparatajul de măsură. Rama era confecţionată din oţel forjat (fig. 1) şi avea patru circuite dispuse în paralel.

Tamburul separator a fost executat cu formă cilindrică. Diametrul cilindrului era $8^5/8''$, înălţimea 1 000 mm, iar grosimea peretelui 8 mm.

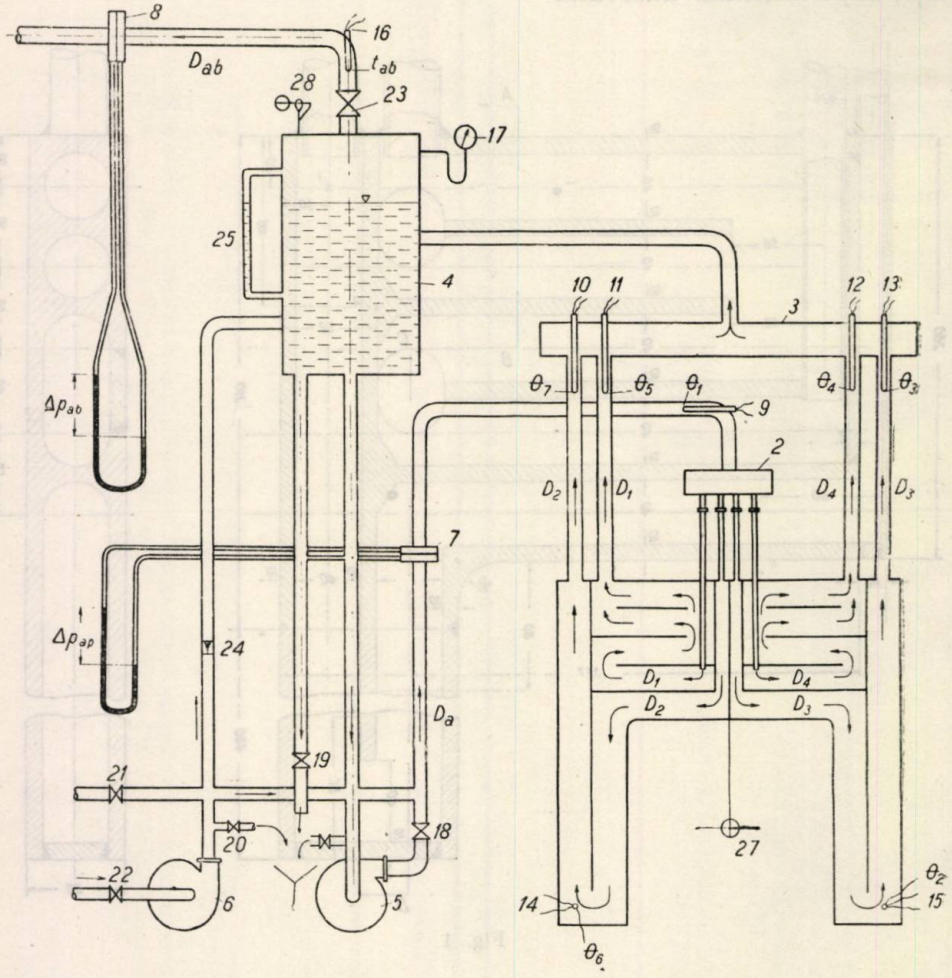


Fig. 2

S-au prevăzut : sticlă de nivel, priză pentru montat manometrul, separator de apă etc.

S-a folosit o pompă de circulaţie centrifugă avînd următorii parametri nominali : presiunea diferenţială 2 kg/cm² şi debitul 12 t/h. Ea a fost proiectată special pentru a funcţiona cu apă în stare de saturaţie, pînă la o presiune de cca. 13 ata. Pompa de alimentare era o pompă cu pistoane avînd debitul maxim 200 kg/h, iar presiunea maximă 50 kg/cm².

În figurile 1 și 3 sînt indicate locurile de amplasare a aparatelor de măsură. Debitul de apă ce intră în ramă s-a determinat cu ajutorul unui dispozitiv de măsură prevăzut cu diafragmă (7) și manometru diferențial cu mercur.

În cazul funcționării la răcirea cu apă, debitul de apă s-a determinat cu un dispozitiv de măsură prevăzut cu diafragmă (8) și un manometru diferențial cu mecur. Debitul de abur — livrat de instalație s-a determinat cu ajutorul aceluiași dispozitiv de măsură (8).

Temperatura de supraîncălzire a aburului — după ventilul de laminare (23) s-a măsurat cu ajutorul unui termocuplu Cu-Copel (16).

Temperatura de radiație t_r, pe direcția normală la ramă, a fost măsurată cu ajutorul unui pirometru cu radiație de tipul R.P. care viza spațiul de lucru al cuptorului printr-un orificiu cu diametrul ~ 60 mm practicat în ușa cuptorului. Temperatura fluidului de răcire al ramei a fost măsurată pe circuitele respective cu termocuplele Cu-Copel, (10), (11), (12), (13), (14) și (15).

Temperatura peretelui ramei pe fața aderentă de zidărie a fost măsurată în trei puncte caracteristice 1,2 și 3 (figura 1) cu ajutorul termocuplelor Cromel-Copel, montate la o adîncime de 2 mm în metal.

Punctele în care s-a măsurat temperatura peretelui s-au ales din considerentele de mai jos. În punctul *1* solicitările termice sînt printre cele mai ridicate, fără a exista practic posibilitatea de a se calcula cu o precizie acceptabilă temperatura peretelui. Astfel nu se cunoaște fluxul de căldură primit local de peretele ramei și nici coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție, de la perete la fluidul răcitor.

Punctul *2* este situat într-o zonă în care ar putea apărea separarea aburului din emulsie și o stagnare a lui, deci o supraîncălzire a peretelui.

Punctul *3* este situat într-o zonă de circulație normală și primește un flux de căldură similar cu punctul *2*.

Prin măsurarea temperaturii t_2 se vor putea analiza comparativ diferențele ce apar față de t_3.

De asemenea au fost montate șase termocuple Cromel-Alumel în zidăria cuptorului, la o adîncime de cca. 10 mm de peretele ramei.

Presiunea în instalație a fost măsurată înaintea diafragmei (*7*) și în tamburul separator (*17*) cu manometre avînd scala 0—16 ata. În afara acestor parametri au mai fost efectuate și măsurători pentru determinarea :

— debitului de combustibil,
— debitului de aer și
— analiza gazelor de ardere.

Aparatele au fost montate conform normelor, astfel că erorile de măsură se pot încadra între limitele $\pm 3\%$.

3. REZULTATELE EXPERIMENTALE

În experimentările efectuate s-a căutat ca regimul termic al cuptorului experimental să se apropie de cel al cuptoarelor la care se aplică răcirea prin evaporare.

Deoarece căldura primită de ramă prin conductibilitate era redusă şi inerţia termică a ramei era de asemenea mică, se poate spune că studiul s-a efectuat practic la regim termic staţionar. Astfel, citirea parametrilor caracteristici s-a făcut la intervale de 20—30 minute în intervalul $t_r = 1\,180 - 1\,545°C$.

Alegerea temperaturii de radiaţie drept parametru care să caracterizeze regimul termic din cuptor s-a dovedit a fi foarte indicată. Astfel, dacă se repetau experienţele la aceeaşi temperatură t_r, diferenţele dintre rezultatele obţinute erau mici. Pe de altă parte, se pot anteevalua precis şi uşor performanţele unei instalaţii de răcire prin evaporare, care se va monta la un anumit tip de cuptor, dacă se măsoară efectiv temperaturile de radiaţie în locul de amplasare a ramelor existente, răcite cu apă.

Pentru obţinerea repartiţiei debitelor, în cele patru circuite ale ramei dispuse în paralel, s-au ridicat caracteristicile hidrodinamice pentru fiecare circuit în parte.

În deducerea formulelor de calcul s-a plecat de la faptul că în cazul a n circuite montate în paralel:

$$\Delta p_r = k_1 \cdot D_1^2 = k_2 \cdot D_2^2 = \ldots = k_n \cdot D_n^2, \tag{1}$$

unde $k_1, k_2 \ldots k_n$ sînt coeficienţii hidrodinamici ai circuitelor respective, iar $D_1, D_2 \ldots D_n$ debitele de apă corespunzătoare.

Pe de altă parte

$$D_a = D_1 + D_2 + \ldots + D_n. \tag{2}$$

Din relaţiile (1) şi (2) după o serie de transformări care nu se mai redau se obţin formulele de calcul al debitului D_i în circuitul de rang i, unde $i \geqslant 1$. Astfel

$$D_i = \frac{D_a}{\sqrt{k_i} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\sqrt{k_i}}} \cdots \tag{3}$$

sau

$$D_i = \frac{D_a}{\sqrt{\varphi_i} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\sqrt{\varphi_i}}} \cdots \tag{4}$$

În prelucrarea datelor s-a folosit formula (4) pentru a se mări precizia de determinare a debitului D_i*). Deoarece pentru cazul studiat $n = 4$ rezultă că:

$$\sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{\sqrt{\varphi_i}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi_1}} + \frac{1}{\sqrt{\varphi_2}} + \frac{1}{\sqrt{\varphi_3}} + \frac{1}{\sqrt{\varphi_4}} \cdots \tag{5}$$

unde:

$$\varphi_1 = \frac{\Delta p_1}{\Delta h_1}; \quad \varphi_2 = \frac{\Delta p_2}{\Delta h_2}; \quad \varphi_3 = \frac{\Delta p_3}{\Delta h_3}; \quad \varphi_4 = \frac{\Delta p_4}{\Delta h_4} \cdots \tag{6}$$

*) Nu se mai calculează $k_1, k_2 \ldots k_n$.

Pierderea de presiune globală din ramă se poate obține cu suficientă precizie din relația

$$\Delta p_r = 0{,}219 \cdot 10^{-4} \cdot D_a^2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right), \qquad (7)$$

sau din figura 3.

Fluxul de căldură primit prin radiație de diferitele porțiuni ale ramei nu poate fi obținut prin calcul cu o precizie acceptabilă. Cauzele sînt următoarele :

— căldura este radiată de gazele de ardere, flacăra și pereții cuptorului, adică de niște medii la care cîmpul de temperatură variază sensibil ;

— valorile coeficienților de negreală ale gazelor de ardere și ale pereților se cunosc aproximativ ;

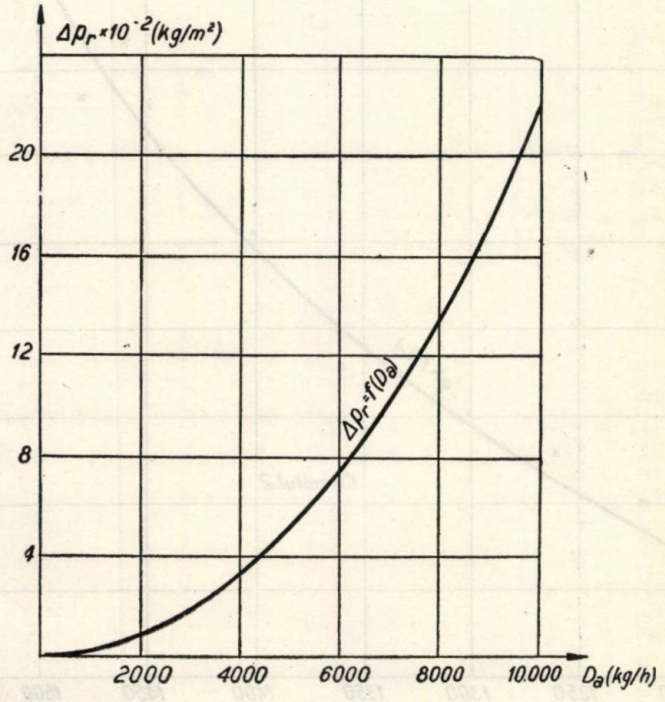


Fig. 3

— radiația căldurii de la pereți se face printr-un mediu absorbant (gazele de ardere) de compoziție și temperatură neuniformă.

Căldura primită prin radiație de ramă s-a determinat experimental răcind circuitele respective ale ramei cu apă. S-au măsurat temperaturile apei la intrarea și ieșirea din circuit [punctele (9), (14) și (15) din figura 2] și debitul de apă D_a.

S-a avut în vedere că variaţia temperaturii peretelui ramei, prin trecerea de la răcirea prin evaporare la răcirea cu apă, nu influenţează în mod practic fluxul primit.

În figurile 4 şi 5 s-au trasat punctele ce precizează curbele de variaţie $q' = f(t_r)$ şi $q'' = \varphi(t_r)$ care arată dependenţa-fluxurilor de căl-

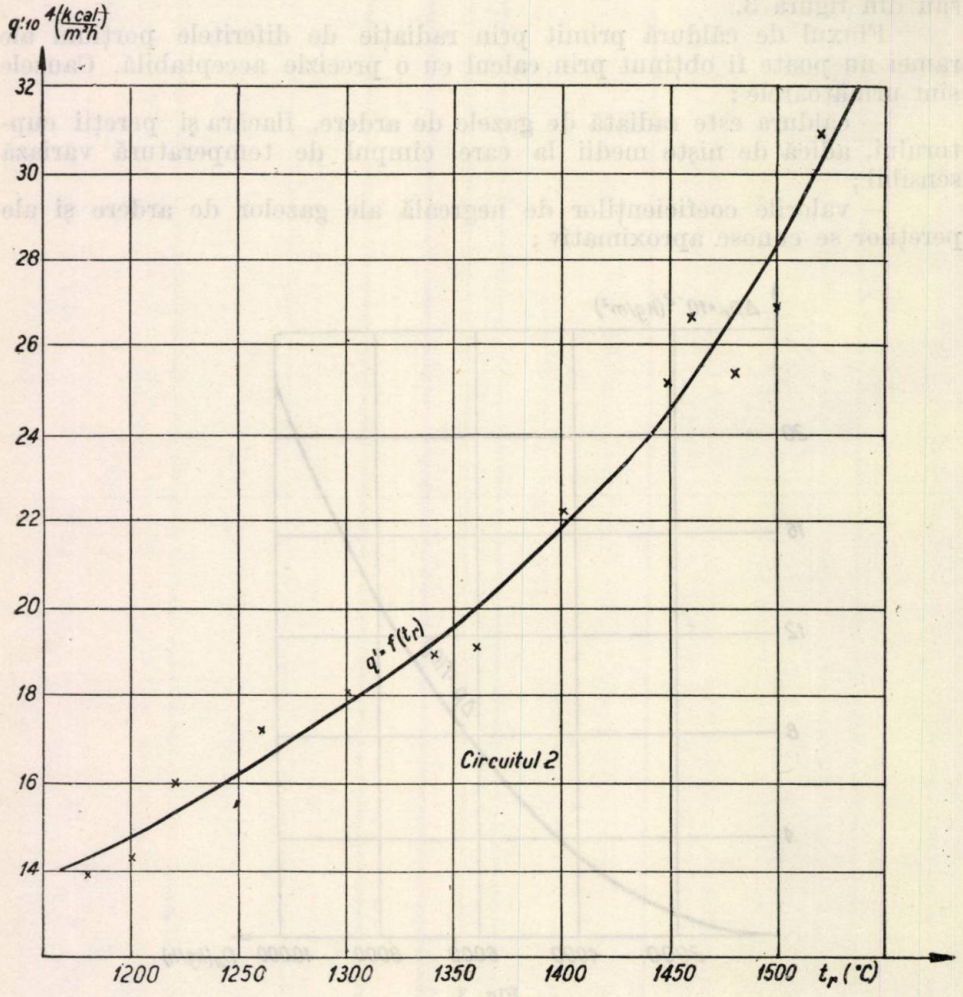


Fig. 4

dură medii primite prin radiaţie de prima (q') şi a doua (q'') jumătate a ramei — de temperatura t_r.

Din figurile 4 şi 5 se remarcă faptul că fluxurile q' şi q'' cresc cu temperatura T_r la o putere care diferă de $\sim 3{,}5 - 4$ cît s-ar fi prevăzut. Aceasta se explică în special prin neuniformitatea cîmpului de temperaturi din spaţiul de lucru al cuptorului. Valoarea maximă a fluxului de

căldură mediu primit de ramă, circa 320 000 kcal/m² ·h se situează la limita inferioară a fluxurilor transmise principalelor elemente răcite ale cuptoarelor Martin mari, fiind însă superioară valorilor corespunzătoare cuptoarelor adînci, cuptoarelor cu propulsie, furnalelor etc.

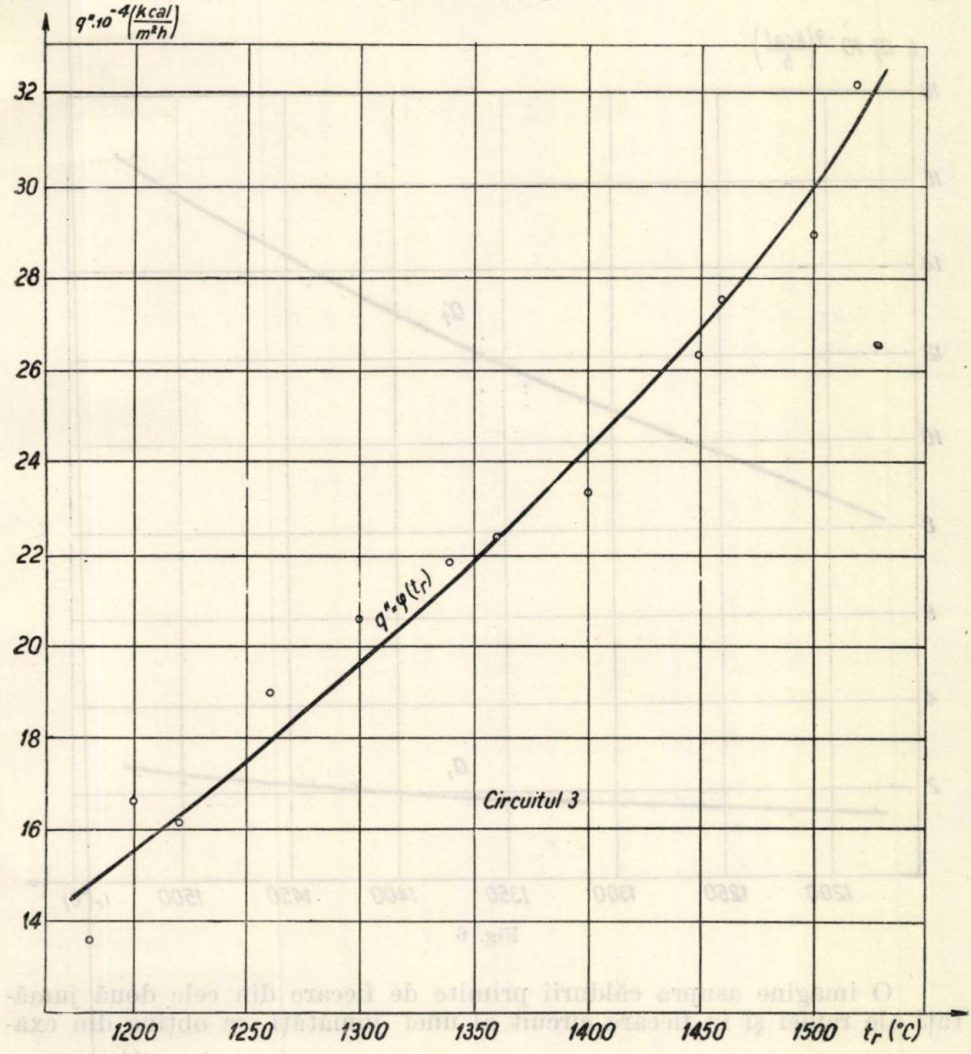


Fig. 5

De asemenea se constată o diferență între q' și q''. Astfel q'' este mai mare decît q' cu circa 5%. Se poate spune că rezultatele obținute sînt aplicabile cu suficientă precizie la calculul termic al ramelor cuptoarelor cu propulsie, cuptoarele adînci, cuptoarelor Martin mici etc. la care

geometria spaţiului de lucru şi cîmpul de temperaturi este similar cu cel studiat.

Cele două circuite ale unei jumătăţi de ramă primesc cantităţi de căldură diferite. Se poate anticipa că o cantitate de căldură mai mare o primeşte circuitul care are o porţiune expusă direct radiaţiei, flacării.

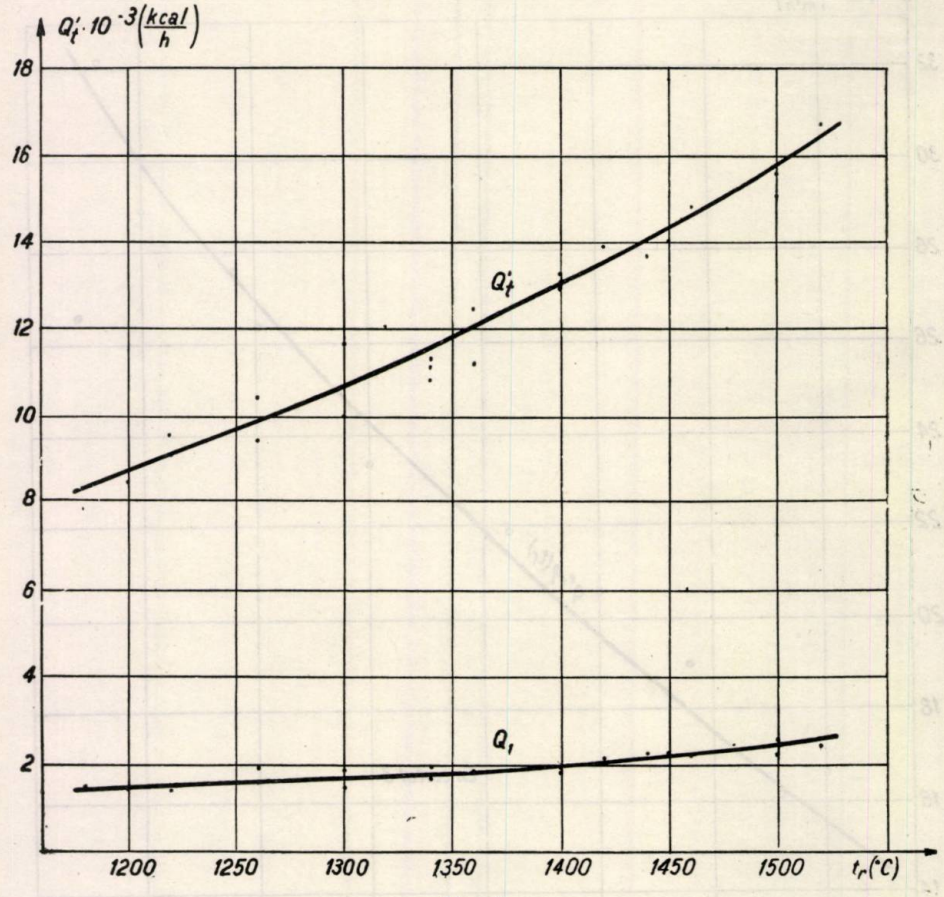


Fig. 6

O imagine asupra căldurii primite de fiecare din cele două jumătăţi ale ramei şi în fiecare circuit al unei jumătăţi se obţine din examinarea figurilor 6 şi 7. Astfel se poate aprecia că raportul $\frac{Q_t'}{Q_1}$ variază între $\sim 5{,}7-7{,}1$, iar raportul $\frac{Q_t''}{Q_4}$ variază între $\sim 5{,}5-7{,}6$ cînd creşte temperatura t_r de la 1 180°C la 1 520°C. După cum se remarcă, canti-

tățile de căldură Q_1 și Q_4 primite prin conductibilitate sînt relativ reduse față de Q_t' respectiv Q_t'', fapt care este explicabil ținînd seama de rezistența termică relativ mare a peretelui zidăriei.

Ținînd seama de rezultatele obținute la răcirea prin evaporare, se poate aprecia că Q_1 și Q_2 devin practic neglijabile atunci cînd rama este

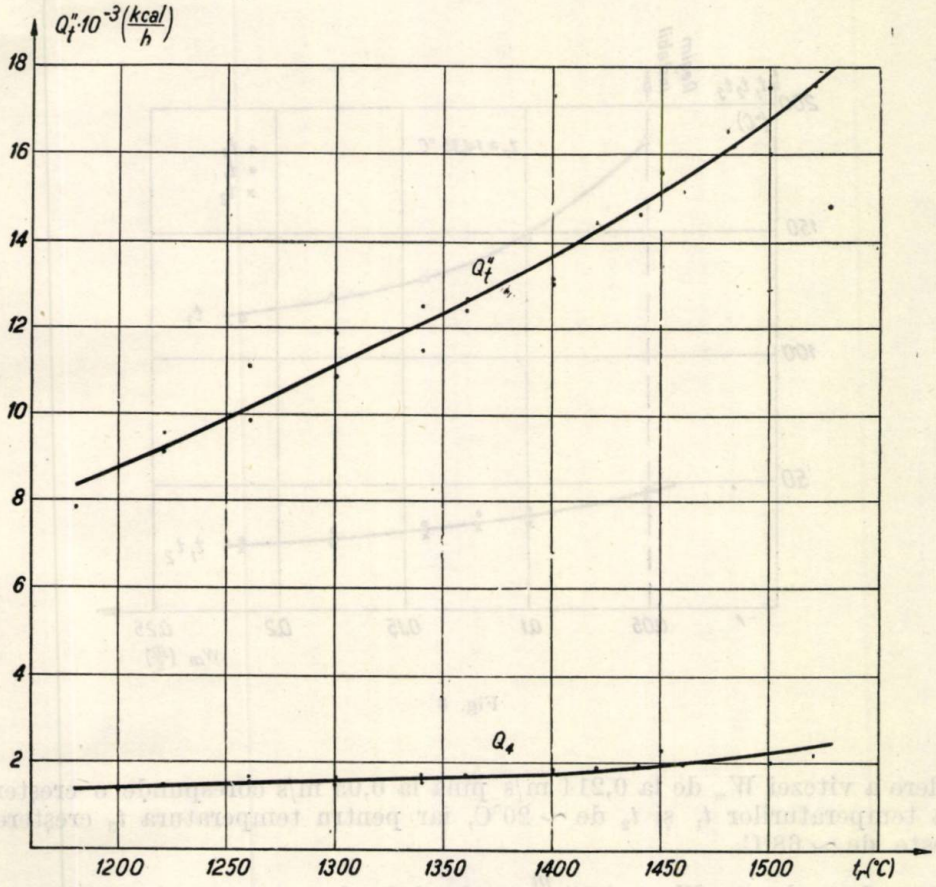


Fig. 7

răcită cu emulsie apă-abur. Aceasta se explică prin creșterea corespunzătoare a temperaturii agentului de răcire și deci și a peretelui metalic al ramei. În cursul experimentărilor efectuate temperaturile zidăriei la circa 10 mm de peretele ramei au fost cuprinse între 100 — 500°C.

La un anumit flux de căldură primit, temperatura peretelui este dependentă de coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție de la perete la fluidul de răcire, deci este dependentă de viteza medie W_m. Pentru a preciza influența cantitativă a parametriului W_m menținîndu-se

constantă temperatura t_r, s-a studiat variaţia cu W_m a temperaturilor t_1, t_2, t_3 măsurate în punctele caracteristice, precizate la capitolul anterior.

Experimentările efectuate la răcirea cu apă şi răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată sînt redate în figurile 8 şi 9.

Se constată că diferenţa dintre temperaturile t_1 şi t_2 este mică, iar creşterea acestora cu scăderea vitezei W_m este redusă. Astfel la o scă-

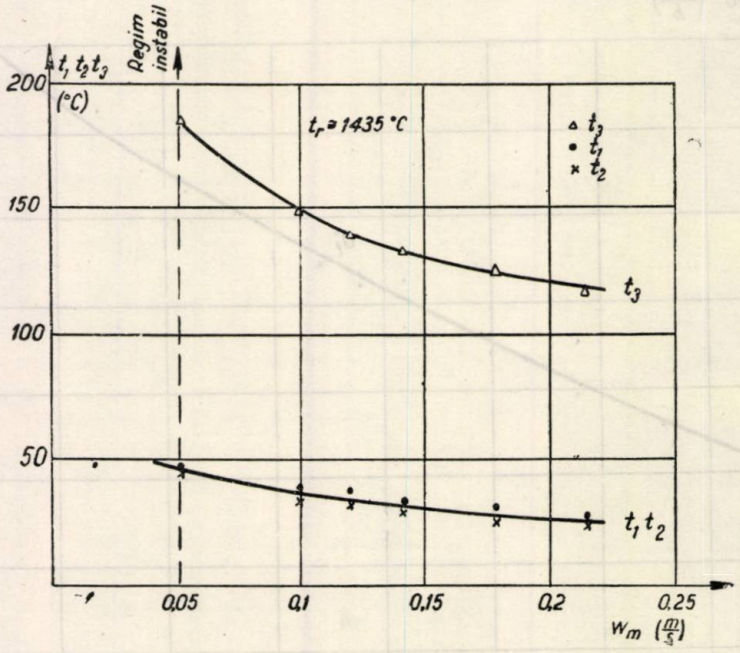


Fig. 8

dere a vitezei W_m de la 0,214 m/s pînă la 0,05 m/s corespunde o creştere a temperaturilor t_1 şi t_2 de $\sim$ 20°C, iar pentru temperatura t_3 creşterea este de $\sim$ 68°C.

La valoarea $W_m \cong 0{,}05 \frac{m}{s}$ regimul de funcţionare devine instabil, în instalaţie apare un regim pulsatoriu, datorită apariţiei fenomenului de fierbere locală.

În cazul funcţionării ramei la răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată la $t_r = 1\,500$°C, instalaţia producînd abur de $p_{ab} \cong 1$ ata., se constată de asemenea o creştere a temperaturilor t_1, t_2 şi t_3 cu scăderea vitezei W_m (figura 9).

Se remarcă faptul că temperaturile t_1 şi t_2 au valori mai apropiate decît în cazul răcirii cu apă. La scăderea parametrului W_m de la 0,85 m/s

pînă la 0,24 m/s corespunde o creştere a temperaturilor t_1, şi t_2 cu 13°C şi o creştere a temperaturii t_3 cu ~ 19°C.

Creşterea temperaturii peretelui ramei o dată cu mărirea presiunii din instalaţie p_{ab} este mult mai sensibilă decît în situaţiile examinate

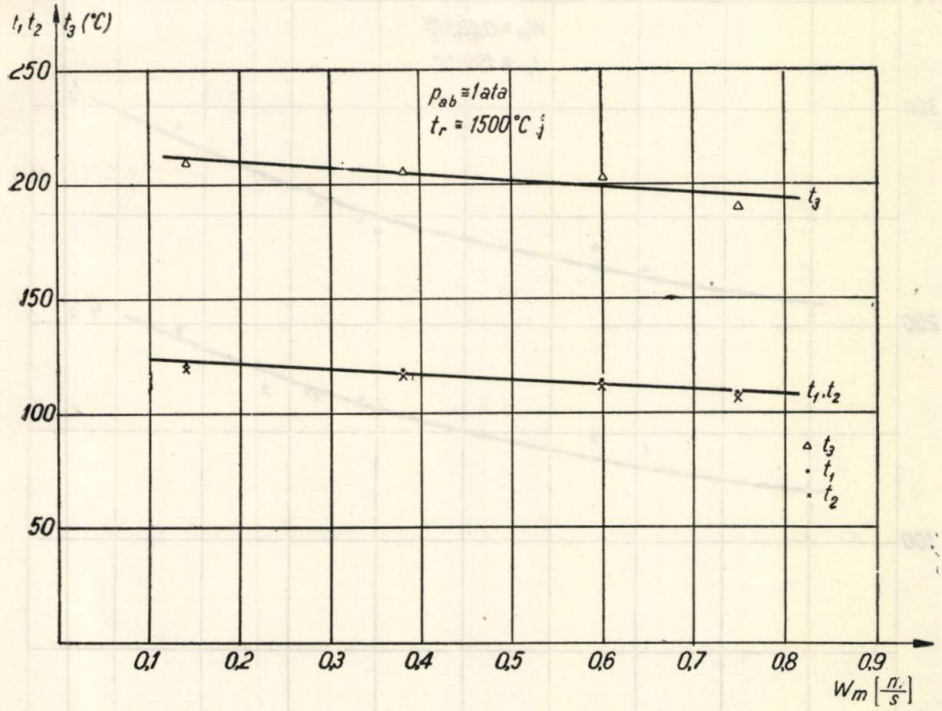


Fig. 9

anterior (figura 10). Acest fenomen este în special consecinţa creşterii temperaturii de saturaţie cu presiunea.

Astfel la creşterea presiunii din instalaţie de la 1 ata. pînă la 8,5 ata., temperaturile t_1 şi t_2, a căror valori sînt foarte apropiate, se măresc cu ~ 75°C, iar temperatura t_3 creşte cu ~ 80°C.

Se poate aprecia că, la o viteză $W_m \cong 0{,}5 \frac{m}{s}$, chiar dacă fluxul de căldură recepţionat este de cca. 300 000 kcal/m² · h, rama funcţionează în bune condiţiuni. Astfel, la presiunea 8,5 ata., şi t_r = 1 500°C temperatura t_3 abia a depăşit 290°C.

Pentru a forma o idee de ansamblu asupra problemelor studiate, scurtcircuitîndu-se pompa de circulaţie, instalaţia experimentală a fost pusă în situaţia de a funcţiona cu circulaţia naturală a agentului de răcire. Rezultatele obţinute sînt prezentate în figura 11.

Se remarcă faptul că practic temperaturile t_1, t_2 şi t_3 la o variaţie a presiunii de 1 ata. la 9 ata., cresc cu $\sim 70°C$. Valoarea maximă a temperaturii t_3 a fost $\sim 278°C$.

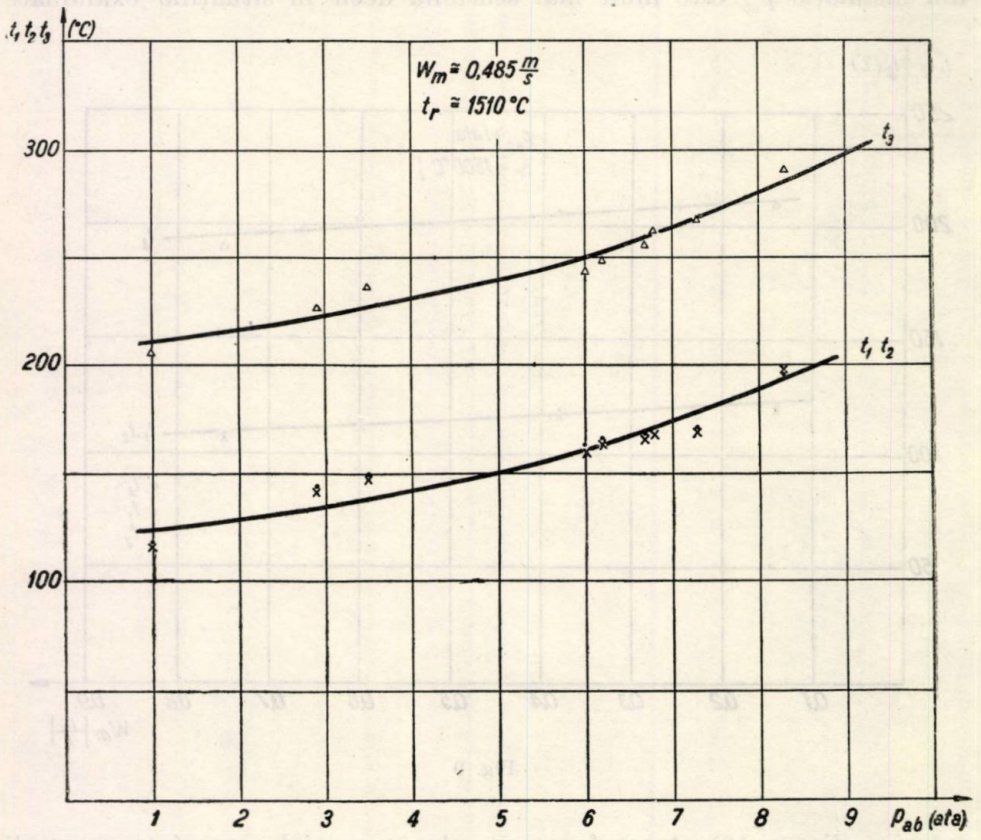


Fig. 10

Informativ, se dă în figura 12 variaţia temperaturilor t_1, t_2 şi t_3 cu temperatura t_r la răcirea prin evaporare cu circulaţie naturală.

Se remarcă faptul că temperaturile t_1 şi t_2 au valori foarte apropiate şi nu sînt practic influenţate de t_r. Temperatura t_3 creşte puţin cu t_r şi oscilează datorită regimului de fierbere pulsatoriu în circuitul ramei expus radiaţiei.

Comparînd figurile 9, 10, 11 şi 12 se poate spune că din punctul de vedere al solicitării termice a materialului ramei nu au existat deosebiri sensibile între răcirea prin evaporare cu circulaţie forţată şi cu circulaţie naturală. Aceasta a avut loc, deşi înălţimea de formare a presiunii motoare la circulaţia naturală era circa 2,6 m.

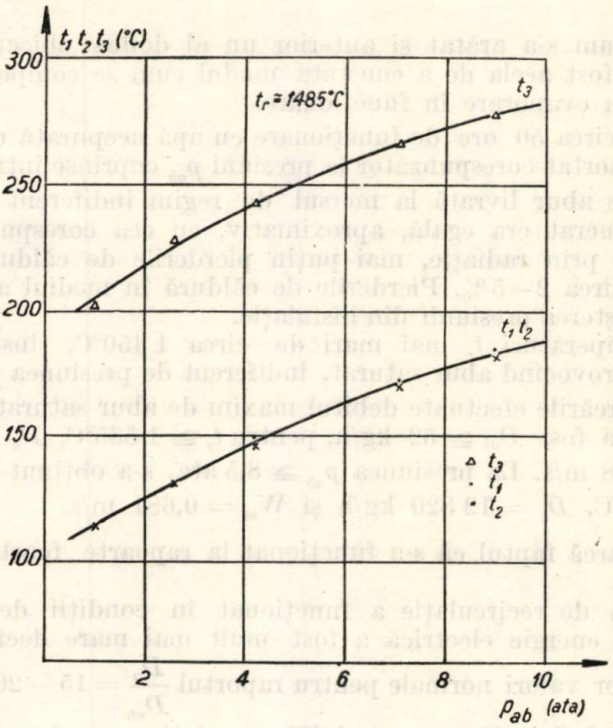

$t_1\ t_2\ t_3$ (°C)
300
250
200
150
100
t_r = 1485°C
t_3
$t_1\ t_2$
t_3
t_1
t_2
2
4
6
8
10
p_{ab} (ata)

Fig. 11

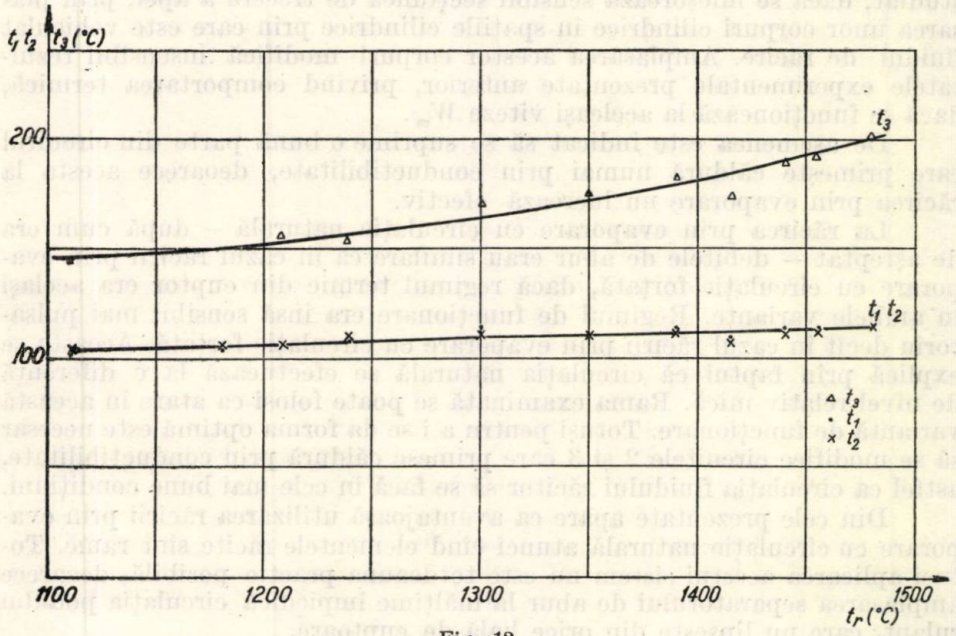

$t_1\ t_2$ t_3(°C)
200
100
t_3
$t_1\ t_2$
t_3
t_1
t_2
1100
1200
1300
1400
1500
t_r (°C)

Fig. 12

După cum s-a arătat şi anterior un al doilea obiectiv al experimentărilor a fost acela de a constata modul cum se comportă instalaţia de răcire prin evaporare în funcţionare.

În cele circa 50 ore de funcţionare cu apă neepurată chimic, instalaţia s-a comportat corespunzător la presiuni p_{ab} cuprinse între 1 şi 9 ata. Cantitatea de abur livrată la mersul de regim indiferent de presiunea la care s-a lucrat era egală, aproximativ, cu cea corespunzătoare căldurii primite prin radiaţie, mai puţin pierderile de căldură în mediul ambiant de circa 2—5%. Pierderile de căldură în mediul ambiant cresc o dată cu creşterea presiunii din instalaţie.

La temperaturi t_r mai mari de circa 1 450°C, instalaţia lucra foarte bine, provocînd abur saturat, indiferent de presiunea p_{ab}.

La încercările efectuate debitul maxim de abur saturat la presiunea $p_{ab} \cong 1$ ata., a fost $D_{ab} \cong 52$ kg/h, pentru $t_r \cong 1\,535$°C, $D_a = 4\,715$ kg/h şi $W_m = 0{,}328$ m/s. La presiunea $p_{ab} \cong 8{,}5$ ata. s-a obţinut $D_{ab} \cong 55$ kg/h la $t_r \cong 1\,500$°C, $D_a = 12\,320$ kg/h şi $W_m = 0{,}681$ m/s.

Se remarcă faptul că s-a funcţionat la rapoarte foarte mari $\frac{D_a}{D_{ab}}$, adică pompa de recirculaţie a funcţionat în condiţii dezavantajoase. Consumul de energie electrică a fost mult mai mare decît cel necesar asigurării unor valori normale pentru raportul $\frac{D_a}{D_{ab}} = 15 - 20$.

Această deficienţă se poate înlătura relativ uşor la tipul de ramă studiat, dacă se micşorează sensibil secţiunea de trecere a apei, prin plasarea unor corpuri cilindrice în spaţiile cilindrice prin care este vehiculat fluidul de răcire. Amplasarea acestor corpuri modifică insensibil rezultatele experimentale prezentate anterior, privind comportarea termică, dacă se funcţionează la aceleaşi viteze W_m.

De asemenea este indicat să se suprime o bună parte din circuitul care primeşte căldură numai prin conductibilitate, deoarece acesta la răcirea prin evaporare nu lucrează efectiv.

La răcirea prin evaporare cu circulaţie naturală — după cum era de aşteptat — debitele de abur erau similare ca în cazul răcirii prin evaporare cu circulaţie forţată, dacă regimul termic din cuptor era acelaşi în ambele variante. Regimul de funcţionare era însă sensibil mai pulsatoriu decît în cazul răcirii prin evaporare cu circulaţie forţată. Aceasta se explică prin faptul că circulaţia naturală se efectuează la o diferenţă de nivel relativ mică. Rama examinată se poate folosi ca atare în această variantă de funcţionare. Totuşi pentru a i se da forma optimă este necesar să se modifice circuitele 2 şi 3 care primesc căldură prin conductibilitate, astfel ca circulaţia fluidului răcitor să se facă în cele mai bune condiţiuni.

Din cele prezentate apare ca avantajoasă utilizarea răcirii prin evaporare cu circulaţie naturală atunci cînd elementele răcite sînt rame. Totuşi aplicarea acestui sistem nu este totdeauna practic posibilă, deoarece amplasarea separatorului de abur la înălţime împiedică circulaţia podului rulant, care nu lipseşte din orice hală de cuptoare.

La răcirea prin evaporare cu circulație forțată, tipul de ramă studiat poate fi folosit în condiții optime, după efectuarea modificărilor precizate anterior. Pentru acoperire se va lua $W_m \cong 1$ m/s.

Domeniul de aplicabilitate este constituit de : cuptoarele cu propulsie și de forjă (la dimensiunile exterioare existente), cuptoarele adînci, cuptoarele Martin mici (capacități 6—20 t) etc.

CONCLUZII

Articolul prezintă mai întîi rezultatele obținute din experimentarea unei rame răcite prin evaporare, cu circulație forțată și circulație naturală. Astfel se dă variația funcție de temperatura t, a fluxurilor q' și q'', precizîndu-se și repartiția cantităților de căldură, recepționate de cele patru circuite ale ramei. De asemenea se determină influența vitezei medii W_m și a presiunii din instalație asupra temperaturilor peretelui ramei, în trei puncte caracteristice. Studiul se face pentru răcirea cu apă și răcirea prin evaporare cu circulație forțată și cu circulație naturală.

Pe baza rezultatelor experimentale se propun modificările ce trebuie aduse ramei, astfel încît să poată fi folosită în mod optim, și în același timp se dau datele necesare calculului judicios.

Astfel pentru determinarea cantității de căldură Q_t primită de ramă, datorită căreia se produce debitul de abur D_{ab}, este necesar să se folosească relația $Q_t = q.S$.

Fluxul q se va determina ca medie aritmetică a fluxurilor q' și q'' prezentate în figurile 4 și 5.

Se va considera drept suprafață S care primește fluxul q, numai suprafața care primește căldură prin radiație, deoarece suprafața ramei care primește căldură prin conductibilitate, practic nu lucrează la răcirea prin evaporare.

Diagramele pentru determinarea fluxurilor q' și q'' pot fi folosite pentru calculul performanțelor oricăror tipuri de rame similare, deoarece fluxul de căldură primit de suprafața expusă direct radiației, nu depinde practic de valorile pe care poate să le aibă în funcționarea de regim peretele metalic al ramei. Se poate afirma că geometria interioară a circuitului expus radiației nu influențează practic fluxul q.

Geometria interioară a ramei este necesar să fie diferită, dacă se folosește la răcirea prin evaporare cu circulație naturală sau cu circulație forțată. La rama studiată în prima variantă nu este necesară modificarea circuitului care primește căldură prin radiație. În a doua variantă pentru o funcționare economică este însă necesară micșorarea secțiunii de trecere a fluidului răcitor, astfel încît $D_a = (15 - 20)\, D_{ab}$ după cum recomandă datele literaturii de specialitate. În mod acoperitor se va lua $qW_m \cong 1$ m/s.

Lungimea circuitelor care primesc căldură prin conductibilitate, trebuie redusă la minimum în ambele variante, deoarece nu lucrează efectiv.

În vederea aplicării direct în practică, articolul mai dă o serie de indicaţii asupra modului cum s-a comportat în funcţionare instalaţia de răcire prin evaporare, lucrînd atît cu circulaţie forţată cît şi cu circulaţie naturală.

NOTAŢII PRINCIPALE FOLOSITE

t_r — temperatura de radiaţie (°C);

t_1, t_2, t_3 — temperaturile peretelui ramei măsurate în trei puncte caracteristice (°C);

q', q'' — fluxurile de căldură medii primite prin radiaţie de prima şi a doua jumătate a ramei (kcal/m²h);

Q_t', Q_t'' — cantităţile totale de căldură primite de prima şi a doua jumătate a ramei (kcal/h);

Q_t — cantitatea de căldură primită de rama întreagă în cazul răcirii prin evaporare (kcal/h);

Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 — cantităţile de căldură primite de fiecare din cele patru circuite ale ramei (kcal/h);

p_{ab} — presiunea la care se produce aburul în instalaţie (kg/cm²);

D_{ab} — debitul de abur livrat de instalaţie (kg/h);

D_a — debitul de apă care intră în rame (kg/h);

W_m — viteza medie a agentului de răcire a ramei la intrarea în circuite (m/s);

D_1, D_2, D_3, D_4 — debitele de apă repartizate în fiecare din cele patru circuite ale ramei (kg/h);

Δp_r — pierderea de presiune globală, în ramă (kg/m²);

Δp_1, Δp_2, Δp_3, Δp_4 — pierderile de presiune, măsurate separat pe fiecare din cele patru circuite ale ramei (kg/m²);

Δh_1, Δh_2, Δh_3, Δh_4 — presiunile diferenţiale obţinute, prin măsurarea succesivă a debitelor D_1, D_2, D_3, D_4, la acelaşi dispozitiv de măsurat debitul (kg/m²).

ОПЫТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЕЧЕЙ

РЕЗЮМЕ

Во вступительной части статьи описываются полученные опытным путем результаты, относящиеся к испарительному охлаждению с принудительной и естественной циркуляцией.

Исследуемая рама имела систему замкнутых каналов, подобно тем, которыми оборудованы многие рамы, описываемые в специальной литературе и, таким образом, излагаемые выводы имеют широкую применяемость.

Таким образом дается вариация потоков q' и q'' в зависимости от температуры t_r и уточняется распределение количества тепла, получаемого упомянутыми четырьмя каналами рамы. Определяется также влияние средней скорости W_m и давления в установке P_{ab} на температуру стенки рамы в трех характерных точках. Изучается как случай водяного охлаждения, так и случай охлаждения испарением с принудительной и естественной циркуляцией.

На основании полученных на опыте результатов предлагается внесение изменений в конструкцию рамы для наилучшего ее использования и одновременно приводятся необходимые для расчета данные.

Таким образом, для определения количества тепла Q_t полученного рамой, благодаря которой производится расход пара D_{ab}, необходимо использовать отношение $Q_t = qS$.

Поток q определяется как среднеарифметическое значение потоков q' и q'', представленных на рис. 4 и 5.

Поверхностью S, находящейся под действием потока q считается только та поверхность, которая получает тепло путем излучения, ввиду того, что поверхность рамы, получающая тепло через теплопроводность, практически не работает на охлаждение испарением.

Ввиду непосредственного практического применения предлагаемого метода, в статье дается ряд указаний о действии испарительной установки, работающей как с принудительной так и с естественной циркуляцией.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SUR L'APPLICATION AUX FOURS DU REFROIDISSEMENT PAR UN MÉLANGE D'EAU ET DE VAPEUR*)

RÉSUMÉ

Les auteurs commencent par présenter les résultats fournis par les expériences faites sur un cadre refroidi par évaporation, à circulation forcée, aussi bien qu'à circulation naturelle.

Le cadre était pourvu de circuits similaires à ceux dont sont munis beaucoup de cadres décrits dans la littérature de spécialité; aussi, les conclusions qu'ils en tirent jouissent-elles d'une validité plus étendue.

Ainsi, par exemple, on obtient la variation en fonction de la température t_r des flux q' et q'', tout en précisant la répartition des quantités de chaleur reçues par les quatre circuits du cadre. On détermine, en outre, l'influence de la vitesse moyenne W_m et de la pression dans l'installation p_{ab} sur les températures de la paroi du cadre, en trois points caractéristiques. La détermination a été effectuée pour le refroidissement par l'eau,

*) Refroidissement par évaporation.

ainsi que pour le refroidissement par évaporation, à circulation forcée et à circulation naturelle.

Fondés sur les résultats fournis par l'expérience, les auteurs proposent les modifications à apporter au cadre, afin qu'on puisse l'utiliser dans les meilleures conditions, tout en fournissant les données nécessaires à un calcul précis.

Par exemple, pour déterminer la quantité de chaleur Q_t reçue par le cadre, et qui produit le débit de vapeur D_{ab}, il faudra utiliser la relation $Q_t = q.S$.

On considérera comme flux q la moyenne arithmétique des flux q' et q'', fournis par les figures 4 et 5 ; et comme superficie S recevant le flux q, rien que la superficie recevant la chaleur par radiation, puisque la surface du cadre recevant la chaleur par conductibilité ne travaille pratiquement pas au refroidissement par évaporation.

Afin de faciliter les applications directes dans la pratique, l'article fournit, en outre, toute une série d'indications sur le comportement, pendant son fonctionnement, de l'installation de refroidissement par évaporation, aussi bien à circulation forcée qu'à circulation naturelle.

BIBLIOGRAFIE

1. I. VOSNOVICI, *Răcirea cuptoarelor metalurgice cu agenţii termici la temperaturi înalte.* Metalurghizdat, 1959, 222.
2. V. B. LAZAROV, *Folosirea resurselor energetice secundare în uzinele siderurgice.* I.D.T., 1960, 143—144.
3. А. С. БАЛАНДИН, *Опыт использования пара от систем испарительного охлаждения мартеновских печей.* Промышленная энергетика, *5*, 13—16 (1960).
4. S. M. ANDONIEV, B. RAIKOVSKI, V. FILIPIEV, I. SINDEROVA, *Răcirea prin evaporare a cuptoarelor Martin.* Metalurghizdat, Moscova, 1957, 356.

STUDIU ASUPRA DETERMINĂRII TEMPERATURII FINALE DE PREÎNCĂLZIRE A APEI DE ALIMENTARE ÎN CENTRALE TERMOELECTRICE MODERNE *)

DE

D. GRECOV

Temperatura optimă finală de preîncălzire a apei de alimentare depinde în mare măsură de economicitatea schemei termice adoptate, de valoarea parametrilor iniţiali ai aburului, de parametrii funcţionali ai instalaţiilor energetice (turbină, cazan, pompe de alimentare), precum şi de tipul lor (turbine cu condensaţie, contrapresiune sau cu prize reglabile, cazanul cu preîncălzitor de aer sau fără preîncălzitor).

Alegerea justă a temperaturii finale de preîncălzire (t_a) poate conduce, în fiecare caz concret studiat, la o economie importantă de combustibil, iar analiza factorilor ce pot influenţa asupra valorii optime t_a^{opt} permite a se da soluţii tehnice-economice cu aplicare practică imediată.

Trebuie să se aibă în vedere că la parametrii supracritici ai aburului, cînd se aplică supraîncălzirea intermediară într-una sau două trepte, cînd numărul de preîncălzitori regenerativi ajunge la 9÷10, temperatura finală de preîncălzire poate atinge valori ridicate (300—350°C), deci se apropie de zona punctului critic, ceea ce implică noi elemente în calculul valorii optime.

Astfel, de exemplu, pentru parametrii iniţiali ai aburului $p_0 = 476$ ata, t = 650/650/650 °C, cu 8 trepte de preîncălzire; conform calculelor lui B a r t e l s [1], rezultă că maximul de economicitate a ciclului termic se obţine pentru $t_a = 320—330$ °C, iar variaţia temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare cu 20 °C atrage o mărire a consumului specific de căldură cu numai 4 — 5 kcal/kWh (consumul specific minim $q = 1\,720$ kcal/kWh).

*) Lucrarea a fost prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., la 29 decembrie 1960.

Trebuie subliniat faptul că schema regenerativă adoptată de Bartels, conform notației recomandate de Salisbury [2], este de forma $D_3C_1D_4$, adică conține 3 preîncălzitori de suprafață de înaltă presiune cu răcitor de drenaj D_3, un degazor de tip prin amestec C_1 și 4 preîncălzitori de joasă presiune cu răcitori de drenaj D_4.

După Krowlton [2], temperatura de preîncălzire *ta* rezultă în funcție de presiunea inițială a aburului (în condițiile aplicării supraîncălzirii intermediare), conform tabelei 1.

Tabela 1

Presiunea inițială ata p_o	87,5	101,5	140	170	210
Temperatura apei de alimentare °C	224	236,5	268	291	310

Conform variantelor de calcul efectuate pentru cazul $p_o = 300$ ata, $t_o = 650$°C, randamentul relativ intern al turbinei $\eta_{oi} = 0{,}846$ și schema regenerativă $D_3\ C_1\ D_3\ P_1$, deci cînd drenajul din ultimul preîncălzitor se vehiculează în linia de alimentare cu ajutorul unei pompe (P_1), temperatura optimă a apei de alimentare rezultă din tabela 2, $t_a^{opt} = 330$°C.

Tabela 2

Temperatura apei de alimentare *ta*, °C	249	293,6	329,3	345,7
Randamentul termic η_i	0,44083	0,44921	0,45256	0,45254

În cazul cînd se adoptă schema regeneratoare F_8 (8 preîncălzitori de suprafață cu scurgerea în cascadă a drenajelor în condensator) pentru valori identice p_o și t_o, rezultă că temperatura optimă de preîncălzire va fi $t_a = 285 - 295$ °C.

Se observă că trecerea de la o schemă regenerativă mai economică $D_3\ C_1\ D_3\ P_1$ (în care pierderile ireversibile în procesul de transfer de căldură sînt mai mici) la o schemă mai puțin economică F_8 conduce la o micșorare a valorii optime *ta* cu cca. 40°C.

Pentru schema cea mai economică, în care se aplică preîncălzitori de amestec apă-abur (C_8), valoarea optimă *ta* rezultă din variantele de calcul (fig. 1) $t_a = 360 - 365$°C, deci în apropierea punctului critic (parametrii inițiali ai aburului rămîn neschimbați $p_o = 300$ °C, $t_a = 650$°C), însă calculele s-au efectuat fără să se țină seama de lucrul mecanic consumat la pompele de alimentare.

Prin trecerea de la schema regenerativă F_8 la F_6D_2, economicitatea schemei crește cu cca. 0,96 %, iar temperatura optimă t_a crește corespunzător de la 290 la 320°C și, prin trecerea de la schema F_8 la schema D_8, t_a^{opt} crește pînă la 340—345°C ($\Delta\eta \cong 2$ %).

Calculele pentru determinarea lui t_a^{opt} pentru schemele C_8, F_8, F_6D_2, D_8 s-au efectuat în ipoteza ciclului ideal (randamentul relativ intern al turbinei este egal cu unitatea), fără aplicarea supraîncălzirii intermediare. Se poate demonstra că, dacă se consideră randamentul relativ intern al

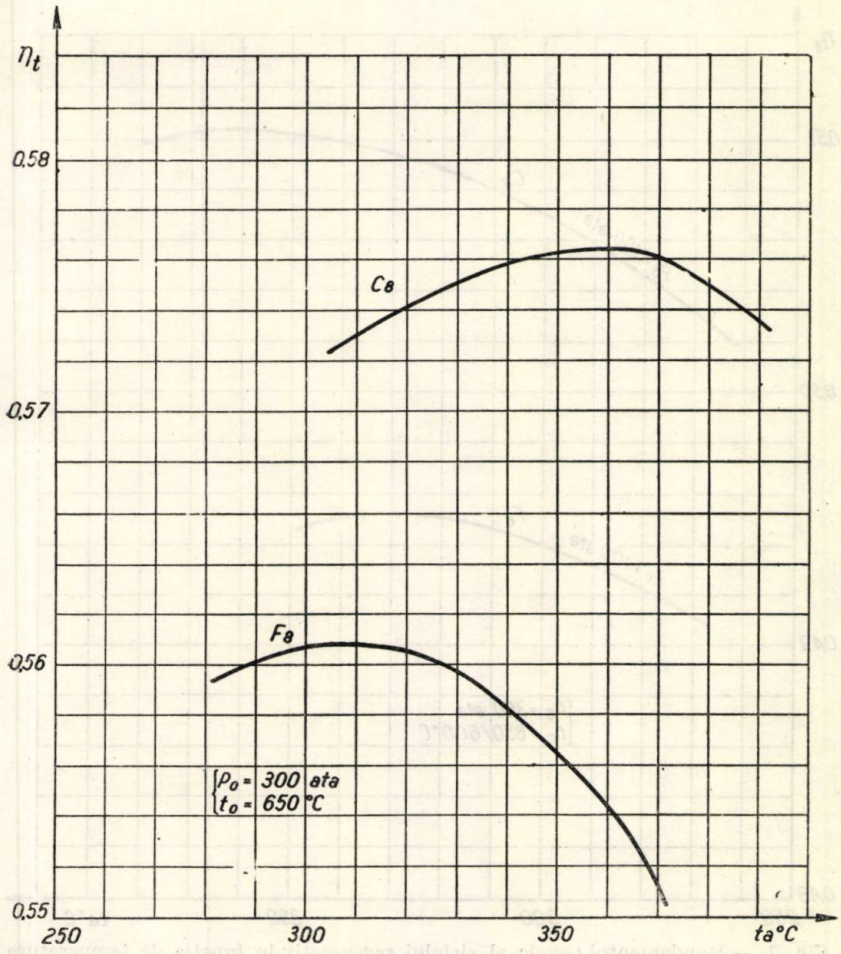


Fig. 1. — Randamentul termic al ciclului regenerativ în funcție de temperatura finală de preîncălzire a apei de alimentare pentru diferite scheme regenerative.

turbinei η_{oi} constant, condiția de maxim a randamentului nu este influențată de valoarea η_{oi}, deci valorile t_a^{opt} se pot calcula în ipoteza $\eta_{oi} = 1$ fără ca rezultatele să fie modificate.

În cazul ciclului real cu parametrii inițiali $p_0 = 300$ ata, $t = 650/600$°C, puterea unitară electrică $N = 300$ MW, cu supraîncălzire intermediară

la presiunea $p_s = 100$ ata, pentru schema C_8 se găsește $t_a^{opt} = 350-355°C$, iar pentru schema F_8, $t_a^{opt} = 315-320°C$ (fig. 2).

Dacă presiunea de supraîncălzire intermediară se menține $p_s = 50$ ata în condiții identice se obține $t_a^{opt} = 285-290°C$ pentru schema F_8.

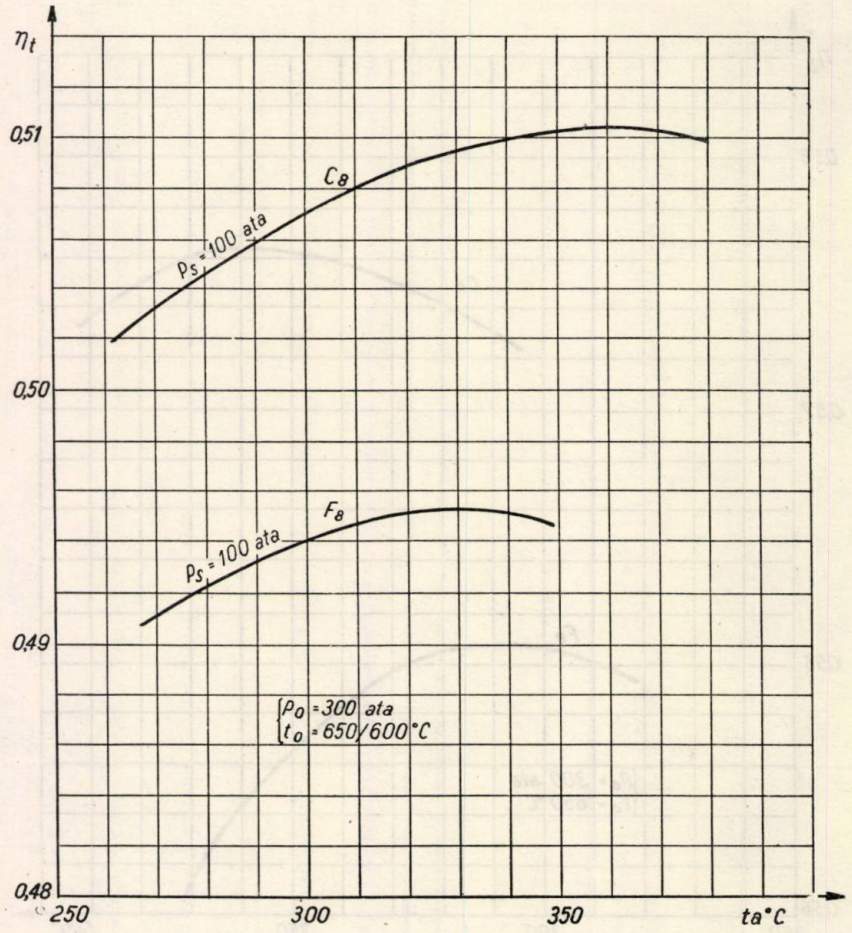


Fig. 2. — Randamentul termic al ciclului regenerativ în funcție de temperatura finală de preîncălzire a apei de alimentare pentru cazul aplicării supraîncălzirii intermediare.

În cazul cînd la presiunea de supraîncălzire intermediară a aburului p_s are loc și prelevarea aburului pentru preîncălzirea regenerativă a apei, iar $p_s \cong$ const, valoarea t_a^{opt} va depinde în special de valoarea presiunii p_s și de numărul de preîncălzitori situați la presiuni superioare presiunii p_s. Trebuie subliniat că toate calculele pentru schemele F_8, C_8, D_8 au fost efectuate în ipoteza că randamentul cazanului nu este afectat de t_a.

Alegerea finală a temperaturii optime t_a^{opt} se face pe baza calculelor tehnico-economice, în care trebuie să se țină seama și de influența temperaturii *ta* asupra randamentului cazanului și, în unele cazuri, asupra randamentului relativ intern al turbinei.

Conform literaturii americane [4], temperatura apei de alimentare se ia la cca. 80% din valoarea optimă termodinamică, pentru a micșora costul agregatului de cazan.

Astfel, la centrala termoelectrică Eddistone (S.U.A.), la parametrii inițiali $p_o = 350$ ata, $t = 621/565/565$°C cînd se aplică schema regenerativă $D_3 C_1 D_2 F_2 P_1$, t_a a fost ales 295°C $\left(\text{consumul specific } q = 1800 \frac{\text{kcal}}{\text{kwh}}\right)$, iar la centrala termoelectrică Filo, la $p_o = 318$ ata, $t = 621/538$°C, schema $D_2 C_1 D_2 F_1 P_1$, temperatura finală de preîncălzire $t_a = 269$°C consumul specific $\left(q = 1865 \frac{\text{kcal}}{\text{kwh}}\right)$. La termocentrala Hüls (R.F.G.), temperatura apei de alimentare s-a luat $t_a = 337$°C, dar o valoare atît de ridicată se explică în acest caz prin folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului prelevat la regenerație (schema regenerativă aplicată are o economicitate ridicată) [5].

Pentru valori ridicate ale presiunii p_o, cînd — chiar la puteri unitare mari ale turbinei — volumul de aburi trecut prin primele ajutaje ale turbinei este relativ redus, trebuie să se țină seama și de influența temperaturii t_a asupra randamentului relativ intern al turbinei $\left(\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_a} \neq 0\right)$; în cazul cînd se consideră că suprafețele de schimb de căldură ale cazanului nu variază, mărirea temperaturii t_a atrage o micșorare a randamentului cazanului $\left(\frac{\partial \eta_c}{\partial t_a} \neq 0\right)$. În concluzie, determinarea temperaturii optime trebuie făcută în ipoteza obținerii randamentului maxim al centralei termoelectrice $\eta_e = \eta_t \cdot \eta_{oi}\, \eta_c \cdot k$, de unde condiția de optim:

$$\frac{\partial \eta_e}{\partial ta} = \frac{\partial \eta_t}{\partial ta} \cdot \eta_{oi}\, \eta_c + \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial ta} \cdot \eta_t \cdot \eta_c + \frac{\partial \eta_c}{\partial ta} \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \qquad (1)$$

Instalațiile de preîncălzire regenerativă pot fi mai mult sau mai puțin economice, în funcție de schema adoptată.

Astfel, schema cu *z* preîncălzitori de suprafață cu drenajul în cascadă F_z este mai puțin economică în raport cu schemele cu *z* preîncălzitori de suprafață cu răcitori ale drenajului D_z sau cu pompe de vehiculare a drenajului P_z sau cu preîncălzitori de amestec C_z.

Schema regenerativă teoretică I_z [8] care nu se poate aplica în practică, dar care este avantajoasă din punctul de vedere al analizei termodinamice, are o economicitate cuprinsă între schemele C_z și F_z, deci este mai apropiată ca economicitate de schemele reale aplicate în practică.

În continuare se vor analiza condițiile de obținere a randamentului termic maxim η_t pentru cazul schemelor regenerative cu economicitate diferită (schemele C_z, F_z, I_z, schema $F_n C_1 F_m$), urmînd ca în ultima parte să se analizeze influența factorilor $\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_a}$ și $\frac{\partial \eta_c}{\partial t_a}$, conform ecuației (1).

I. SCHEMA REGENERATIVĂ CU z PREÎNCĂLZITORI DE AMESTEC [C_z]

Pentru o distribuție uniformă a creșterii de entalpie în preîncălzitorii regenerativi $\left[\tau = \frac{\bar{t}_a - \bar{t}_k}{z}\right]$ și considerînd în primă aproximație că valorile căldurii cedate de 1 kg din aburul prelevat din prizele de regenerație sînt constante și egale între ele $q_1 = q_2 = \ldots q_z = q_m = \text{const.}$ (în realitate valoarea q_m este funcție de presiunea din priza regenerativă, deci $q_j = f(p_j)$; se poate demonstra că, dacă se alege un q_m mediu pe baza bilanțului termic, valoarea optimă t_a^{opt} este influențată în mod neglijabil de forma funcției $q_j = f(p_j)$) [6].

În acest caz, cantitatea de abur prelevat de preîncălzitorul j conform bilanțului termic va fi

$$\alpha_j = x(1-x)^{1-j}, \tag{2}$$

unde

$$x = \frac{\tau}{\tau + q_m}.$$

Suma prelevărilor de abur din prizele regenerative

$$\sum_1^z \alpha_j = \sum_1^z x\,(1-x)^{j-1} = 1 - (1-x)^z, \tag{3}$$

iar cantitatea de abur care ajunge în condensator pentru 1 kg de abur la intrarea în turbină va fi

$$\alpha_k = 1 - \sum_1^z \alpha_j = (1-x)^z. \tag{4}$$

Randamentul termic al ciclului, ținînd seama de expresia (4), devine

$$\eta_t = 1 - \frac{\alpha_k q_k}{q_1} = 1 - \frac{(1-x)^z \cdot q_k}{q_0 - c_p(t_a - t_k)}, \tag{5}$$

în care s-a notat

$q_k = i_k - \bar{t}_k \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — cantitatea de căldură cedată apei de răcire de 1 kg de abur în condensator;

$q_0 = i_0 - \bar{t}_k \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — cantitatea de căldură primită de 1 kg de abur de la entalpia aburului din condensator $\bar{t}_k$ la entalpia aburului viu i_0.

Ținînd seama de premisa $\tau = \frac{\bar{t}_a - \bar{t}_z}{z}$, expresia randamentului devine explicită în funcție de t_a

$$\eta_t = 1 - \frac{\left[\frac{q_m z}{q_m z + c_p (t_a - t_k)}\right]^z \cdot q_k}{q_0 - c_p (t_a - t_k)}, \tag{6}$$

de unde condiția de optim $\frac{\partial \eta_t}{\partial t_a} = 0$ devine:

$$\bar{t}_a^{opt} = t_k + \frac{z}{z+1} (q_0 - q_m) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}, \tag{7}$$

în care $\bar{t}_a^{opt}$ reprezintă entalpia optimă a apei la presiunea din linia de alimentare p_0'. Cunoscînd presiunea p_0' și entalpia $\bar{t}_a$, se poate ușor găsi temperatura apei de alimentare t_a.

Pentru calculul valorii medii q_m în cazul schemei regenerative C_z se poate găsi pe baza relațiilor (4) și (5):

$$q_m = \frac{\tau}{\left(\frac{1}{\alpha_k}\right)^{\frac{1}{z}} - 1} = \frac{(\bar{t}_a - \bar{t}_k)\frac{1}{z}}{\left[\frac{1}{(1 - \eta_t)\frac{q_1}{q_k}}\right]^{\frac{1}{z}} - 1}, \tag{8}$$

în care $q_1 = i_0 - \bar{t}_a \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ reprezintă căldura totală primită de 1 kg de abur în cazan.

Determinarea valorii optime $\bar{t}_a^{opt}$ s-a făcut în ipoteza că, o dată cu creșterea temperaturii finale de preîncălzire t_a, are loc o creștere proporționată a entalpiei apei în fiecare preîncălzitor $\tau = \frac{\bar{t}_a - \bar{t}_k}{z}$.

În realitate, se poate întîmpla deseori ca presiunea aburului prelevat pentru un preîncălzitor regenarativ (de ex. degazor) să fie menținută constantă, ceea ce face ca, în acest caz, formula de optim să capete forma:

$$\bar{t}_a^{opt} = \bar{t}_g + \frac{z_s}{z_s + 1} (q_0 - q_m), \tag{9}$$

în care t_g reprezintă entalpia apei la ieșirea din preîncălzitorul aflat sub presiunea constantă p_g pe partea abur, iar z_s va fi numărul de preîncălzitori situați la presiuni superioare presiunii p_g.

Din formula (9) rezultă că, în cazul $p_g = \text{const.}$, temperatura t_a^{opt} depinde nu numai de numărul total de preîncălzitori, ci în special de

preîncălzitorii de presiune superioară $p > p_g$, iar temperatura t_a^{opt} va fi cu atît mai ridicată, cu cît presiunea p_g este mai mare (entalpia t_g a apei de alimentare reprezintă, în fond, temperatura de saturație corespunzătoare presiunii p_g).

II. SCHEMA REGENERATIVĂ CU Z PREÎNCĂLZITORII DE SUPRAFAȚĂ CU SCURGERE ÎN CASCADĂ A DRENAJELOR ÎN CONDENSATOR [F_z]

Situîndu-ne în ipoteza $\tau = \dfrac{\overline{t_a} - \overline{t_k}}{z}$ și $q_1 = q_2 = \ldots = q_s = q_m$ pentru schema F_z, se poate scrie:

$$\sum_1^z (\alpha_j) = \sum_1^z y\,(1-y)^{j-1} = 1 - (1-y)^z, \tag{10}$$

în care

$$y = \frac{\tau}{q_m} = \frac{c_p\,(t_a - t_k)}{z\,q_m}. \tag{11}$$

În acest caz, randamentul ciclului va fi:

$$\eta_t = 1 - \frac{\alpha_k\,q_k + \sum_1^z \alpha_j\,(t_z - t_k)}{q_0 - c_p\,(t_a - t_k)} \tag{12}$$

sau, dacă se ține seama de expresia (10),

$$\eta_t = 1 - \frac{(1-y)^z\,q_k + [1-(1-y)^z]\cdot y\,q_m}{q_0 - q_m \cdot z \cdot y} = f(y), \tag{13}$$

de unde ecuația de optim a randamentului $\dfrac{\partial \eta_t}{\partial y}$ va fi:

$$(1-y)^{z-1}\left[\frac{q_k - y\,q_m}{q_m}\right] - \frac{1-(1-y)^z}{z} = 1 - \eta_t, \tag{14}$$

care se poate rezolva prin metoda aproximațiilor succesive în raport cu y.

Dacă în ecuația (14) se ține seama de expresia randamentului termic (13), rezultă o ecuație de gradul $(z+1)$ în raport cu y:

$$q_m\,z\,y\,(1-y)^z + \left[H + \frac{q_0}{z}\right]\cdot(1-y)^z + \frac{q_0}{q_m} = 0, \tag{15}$$

în care $H = q_0 - q_k\left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ este căderea entalpică pe izoentropă în turbină $[\eta_{oi} = 1]$.

După găsirea valorii y optime, rezultă valoarea entalpiei optime a apei de alimentare t_a^{opt} din expresia :

$$\bar{t}_a^{opt} = \bar{t}_k + y_{opt} \cdot q_m \cdot z \,. \tag{16}$$

Pentru determinarea valorii medii q_m pornim de la expresia (12), din care rezultă :

$$\alpha_k = \frac{(1 - \eta_t)\, q_1 - (\bar{t}_z - \bar{t}_k)}{q_k - (\bar{t}_z - \bar{t}_k)} \tag{17}$$

Din expresiile (10) şi (11) rezultă :

$$y = \frac{\tau}{q_m} = (1 - \alpha_k)^{\frac{1}{z}} = 1 - \left[\frac{(1 - \eta_t)\, q_1 - \tau}{q_k - \tau}\right]^{\frac{1}{z}}, \tag{18}$$

de unde :

$$q_m = \frac{\tau}{1 - \left[\dfrac{(1 - \eta_t)\, q_1 - \tau}{q_k - \tau}\right]^{\frac{1}{z}}} \cdot \tag{19}$$

În prima aproximaţie se poate lua $q = q_k$ în expresia $\dfrac{q_k - q_m}{q_m}$, şi atunci ecuaţia (14) capătă o formă mai simplă :

$$t_a^{opt} = q_m z \left\{1 - \left[\frac{z}{z+1}\left(\frac{1}{z} - 1 + \eta_t^{max}\right)\right]^{\frac{1}{z}}\right\} + t_k, \tag{20}$$

care se poate aplica mai uşor în practică, deoarece η_t variază foarte puţin cu *ta* în zona optimului.

III. SCHEMA REGENERATIVĂ TEORETICĂ [I_z] (*fig.* 3)

Schema regenerativă teoretică are o economicitate apropiată de a schemei D_z (7) şi nu se poate aplica în practică din cauza complexităţii constructive şi a pierderilor mari de presiune ale aburului în instalaţia regenerativă ; totuşi, avînd o economicitate apropiată de a schemelor reale, aplicate în practică (cuprinsă între scehemele C_z şi F_z), studiul acestei scheme poate conduce la determinarea valorii t_a^{opt} cu suficientă exactitate, în special în calcule orientative, avînd în vedere simplitatea rezultatelor obţinute [8].

În acest caz, folosind noţiunea de variaţie a entropiei aburului în instalaţia regenerativă :

$$\Delta S_n = C_p \left[\frac{T_a - T_2}{T_a} + \frac{T_2 - T_3}{T_2} + \ldots + \frac{T_z - T_k}{T_z}\right] \tag{21}$$

şi ţinînd seama că pentru o distribuţie în progresie geometrică a temperaturilor apei de alimentare la ieşire din preîncălzitori

$$\frac{T_a}{T_2} = \frac{T_2}{T_3} = \dots \frac{T_z}{T_k}, \tag{22}$$

rezultă :

$$\Delta S_r = z\, C_p \left[1 - \left(\frac{T_k}{T_a}\right)^{\frac{z+1}{z}}\right] \tag{23}$$

şi expresia randamentului termic al ciclului va fi :

$$\eta_t = 1 - \frac{(\Delta S_0 - \Delta S_r)\, T_k}{q_0 - c_p (t_a - t_k)}, \tag{24}$$

în care $\Delta S_0 \frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ reprezintă creşterea totală de entropie a agentului de lucru la sursa caldă a ciclului termodinamic (cazan).

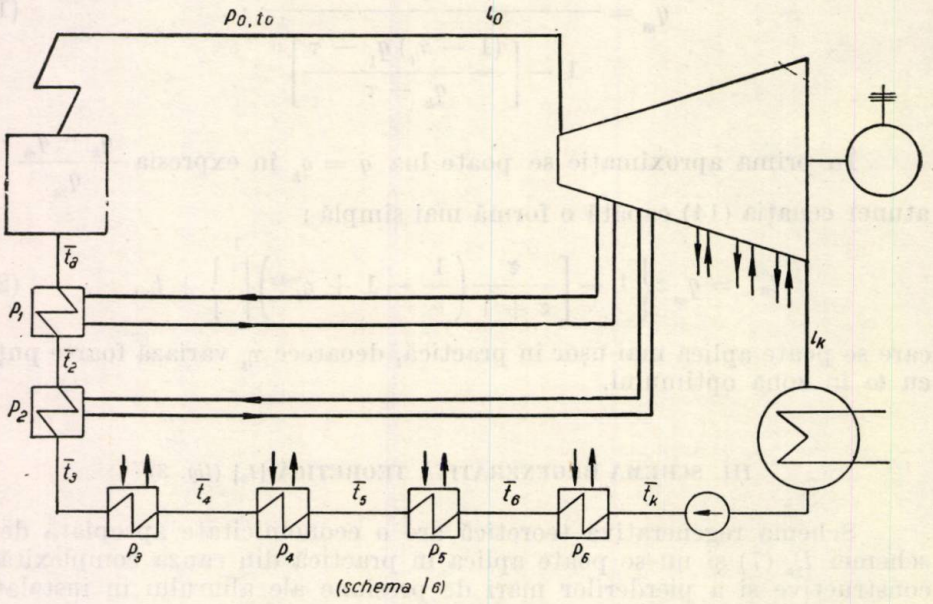


Fig. 3. — Schema regenerativă teoretică — (I_z).

Ţinînd seama de expresia (23), se poate demonstra că valoarea optimă a temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare va fi [9]

$$T_a^{opt} = \frac{T_k}{[1 - \eta_t^{max}]^{\frac{z}{z+1}}} \,°K, \tag{25}$$

în care η_t^{max} reprezintă randamentul termic maxim al ciclului ideal cu regenerație ($\eta_{0i} = 1$). Rezolvarea ecuaţiei (25) se face prin metoda aproximaţii-

lor succesive; însă, dacă avem în vedere că expresia randamentului η_{lt}^{max} variază într-o măsură neînsemnată în zona de optim, rezultă că pentru rezolvarea ecuației (25) sînt suficiente numai una sau două încercări. În cazul cînd presiunea uneia dintre prizele regenerative se menține constantă, se poate demonstra că expresia valorii T_a^{opt} devine (8):

$$T_a^{opt} = \frac{T_g}{[(1 - \eta_{lt}^{max})]^{\frac{z}{z+1}}}, \tag{26}$$

în care T_g și z_s au aceeași semnificație ca în formula (9).

IV. SCHEMA REGENERATIVĂ $F_n C_1 F_m$ SAU $D_n C_1 D_m$ (*Fig. 4*)

Pentru a ilustra mai clar metodica de calcul a valorii optime t_a în funcție de schema regenerativă adoptată, se va analiza o schemă utilizată în mod curent în practică, și anume formată din n preîncălzitori de suprafață de înaltă presiune (F_n sau D_n), un preîncălzitor de amestec C_1, menținut la presiune constantă P_g și m preîncălzitori de suprafață de joasă presiune (F_m sau D_m).

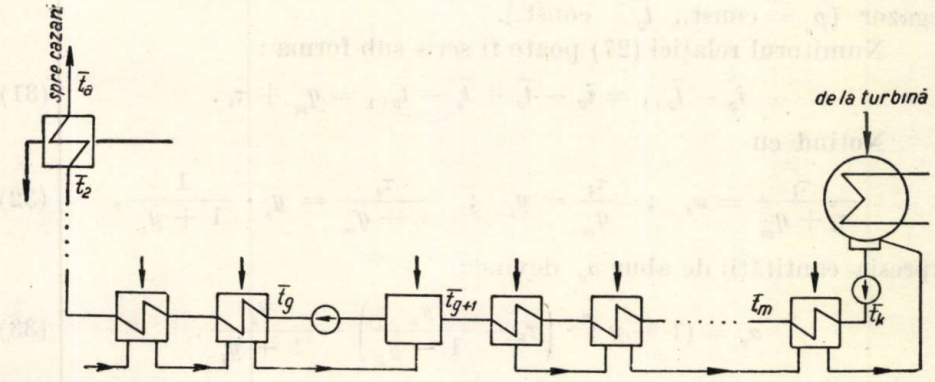


Fig. 4. — Schema regenerativă $F_n C_1 F_m$.

În continuare se vor folsi notațiile:

n — numărul de preîncălzitori de înaltă presiune;

$m + 1$ — numărul de preîncălzitori de joasă presiune, incluzînd și degazorul;

τ_s și τ_i $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — creșterea de entalpie a apei de alimentare, respectiv în preîncălzitorii de înaltă presiune (n) și de joasă presiune ($m + 1$);

$\bar{t}_g$, i_g $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — entalpia apei la ieșirea din degazor și entalpia aburului regenerativ prelevat în degazor.

Din ecuația bilanțului termic rezultă cantitatea de abur prelevat în degazor (fig. 4):

$$\alpha_g = \frac{\bar{t}_g - \bar{t}_{g+1} - \sum_1^n \alpha_j (\tau_s + \tau_i)}{i_g - \bar{t}_{g+1}}, \tag{27}$$

în care, conform relației (10), cantitatea de abur prelevat în n preîncălzitori de înaltă presiune va fi:

$$\sum_1^n \alpha_j = 1 - (1_1 - y_s)^n, \tag{28}$$

unde

$$y_s = \frac{\tau_s}{q_m} = \frac{C_p (\bar{t}_a - \bar{t}_g)}{\eta q_m}. \tag{29}$$

În continuare, ținem seama că creșterea de entalpie a apei de alimentare în degazor ce se poate exprima prin

$$\tau_i = \bar{t}_g - \bar{t}_{g+1} = \frac{\bar{t}_g - \bar{t}_k}{m+1} \tag{30}$$

are o valoare constantă, impusă de valoarea presiunii ce se menține în degazor ($p_g = \text{const.}$, $\bar{t}_g = \text{const.}$).

Numitorul relației (27) poate fi scris sub forma:

$$i_g - \bar{t}_{g+1} = i_g - \bar{t}_g + \bar{t}_g - \bar{t}_{g+1} = q_m + \tau_i. \tag{31}$$

Notînd cu

$$\frac{\tau_i}{\tau_i + q_m} = x_i \quad ; \quad \frac{\tau_i}{q_m} = y_i \quad ; \quad \frac{\tau_s}{\tau_s + q_m} = y_s \cdot \frac{1}{1 + y_i}, \tag{32}$$

expresia cantității de abur α_g devine:

$$\alpha_g = (1 - y_s)^n \cdot \left(x_i - \frac{y_s}{1 - y_i} \right) - \frac{y_s}{1 + y_i}. \tag{33}$$

Randamentul termic al ciclului regenerativ va fi dat de expresia:

$$\eta_t = 1 - \frac{\alpha_k q_k + (\bar{t}_m - \bar{t}_k) \sum_1^m \alpha_j}{i_0 - \bar{t}_a}, \tag{34}$$

în care

$\bar{t}_m \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ reprezintă entalpia drenajului din ultimul preîncălzitor de joasă presiune la scurgere în condensator.

În expresia (34), mărimile α_k (cantitatea de abur destins în turbină ce ajunge în condensator la 1 kg de abur viu) și $\sum_1^m \alpha_j$ (cantitatea de abur rege-

nerativ prelevat de m preîncălzitori de joasă presiune, excluzînd degazorul) se pot exprima prin relațiile

$$\alpha_k = 1 - \sum_{1}^{n+m+1} \alpha_j = (1 - y_i)^m \left[(1 - y_s)^n - \alpha_g\right],$$
$$\sum_{1}^{m} \alpha_j = \left[1 - (1 - y_i)^m\right] \cdot \left[(1 - y_s)^n - \alpha_g\right]. \tag{35}$$

Dacă notăm valoarea constantă $(1 - y_i)^m = D$, expresia randamentului termic (34) al ciclului devine:

$$\eta_t = 1 - \frac{\left[(1-y_s)^n \left(1 - x_i - \frac{y_s}{1+y_i}\right) + \frac{y_s}{1+y_i}\right] \left[D\, q_k + (1-D)\right] (\bar{t}_m - \bar{t}_k)}{i_0 - \bar{t}_a}, \tag{36}$$

în care numai mărimea y_s (vezi expresia (29)) depinde de valoarea temperaturii finale de preîncălzire t_a.

Ecuația pentru determinarea mărimii optime a valorii y_s va fi în acest caz:

$$(1 - y_s)^n \left[\frac{i_0 - \bar{t}_g}{q_m (1 - y_i) \cdot n} - (1 - x_i)\right] +$$
$$+ (1 - y_s)^{n-1} \left[\frac{y_s^2\, n}{1+y_i} - \frac{y_s}{1+y_i} \cdot \frac{i_0 - \bar{t}_g}{q_m} + (1 - x_i) \cdot \frac{i_0 - \bar{t}_g}{q_m} - n(1-x_i) y_s\right] -$$
$$- \frac{i_0 - \bar{t}_g}{q_m\, n\, (1 + y_i)} = 0. \tag{37}$$

Ecuația (37), care este de ordinul $n + 1$ în raport cu y_s, se poate rezolva prin aproximații succesive.

După determinarea mărimii y_s se poate ușor găsi din expresia (29) mărimea entalpiei optime a apei de alimentare

$$\bar{t}_a^{opt} = \bar{t}_g + n\, q_m\, y_s^{opt}. \tag{38}$$

În continuare dăm un exemplu de calcul al temperaturii optime de preîncălzire t_a prin aplicarea formulei (37).

Se analizează cazul cînd parametrii inițiali ai aburului sînt $p_0 = 300$ ata, $t_0 = 650$°C, numărul de preîncălzitori $z = 7$, din care $n = 2$ și $m = 4$ introduși în instalația regenerativă conform schemei $F_2C_1F_4$. Degazorul se află sub presiunea $p_g = 6$ ata, de unde $\bar{t}_g = 159{,}3$ kcal/kg.

În prealabil, pentru o valoare $t_a = 293{,}6$°C, conform formulei (19) se determină valoarea $q_m = 460$ kcal/kg ($z = 7$).

În acest caz

$$\tau_i = \frac{\tau_i}{q_m} = \frac{\bar{t}_g - \bar{t}_g}{(m+1)\cdot q_m} = \frac{159{,}3 - 23{,}8}{5.460} = 0{,}059,$$

$$x_i = \frac{\tau_i}{\tau_i + q_m} = \frac{27{,}1}{27{,}1 + 460} = 0{,}0557,$$

$$\frac{i_0 - \bar{t}_g}{q_m(1+y_i)\cdot n} = \frac{863{,}4 - 159{,}3}{460\cdot 1{,}059.2} = 0{,}722,$$

$$\frac{i_0 - \bar{t}_g}{(1+y_i)\cdot q_m} = \frac{704{,}1}{460\cdot 1{,}059} = 1{,}445.$$

După introducerea coeficienților în ecuația de calcul (37), pentru $n = 2$ se obține :

$$-0{,}222\,(1-y_s)^2 + (1-y_s)\,(1{,}885\,y_s^2 - 3{,}333\,y_s + 1{,}445) - 0{,}722 = 0,$$

sau, după dezvoltarea parantezelor, ecuația (37) devine

$$-1{,}885\,y_s^3 + 1{,}996\,y_s^2 - 4{,}334\,y_s + 0{,}451 = 0.$$

Ecuația de gradul 3 în raport cu y_s se poate rezolva prin încecări succesive, obținîndu-se $y_s^{opt} = 0{,}12$. Conform formulei (38) se găsește entalpia apei de alimentare :

$$\bar{t}_a^{opt} = \bar{t}_g + n\,q_m\cdot y_s^{opt} = 159{,}3 + 2.460.\ 0.12 = 159{,}3 + 110{,}5 =$$

269,8 kcal/kg, căreia pentru o presiune în linia de alimentare $p_0' = 360$ ata, îi corespunde o temperatură $t_a^{opt} = 260°C$. Se observă că, pentru parametrii inițiali supracritici ai aburului ($p_0 = 360$, $t = 650°C$), în cazul schemei F_2, C_1F_4 se obține o temperatură finală de preîncălzire mult mai mică decît pentru schema C_z sau F_z, însă acest lucru se explică prin faptul că s-au luat numai 2 preîncălzitori de înaltă presiune, iar presiunea în degazor s-a considerat constantă la o valoare relativ scăzută, $p_g = 6$ ata (din ecuația (38) se observă că valoarea t_a^{opt} depinde în special de numărul de preîncălzitori de înaltă presiune și de valoarea presiunii în degazor).

V. INFLUENȚA RANDAMENTULUI CAZANULUI η_c ȘI A RANDAMENTULUI INTERN AL TURBINEI η_{oi} ASUPRA TEMPERATURII OPTIME DE PREÎNCĂLZIRE A APEI DE ALIMENTARE

În calculul temperaturii finale de preîncălzire t_a nu se poate neglija influența randamentelor relative ale cazanului și turbinei asupra economicității generale a instalației regenerative, avînd în vedere că variația parametrului t_a conduce la variații importante atît ale randamentului cazanului cît și ale randamentului turbinei.

Se observa că creşterea temperaturii finale de preîncălzire atrage, pe de o parte, o micşorare a randamentului cazanului şi duce pe de altă parte, la mărirea randamentului intern al turbinei η_{oi} .

Randamentul cazanului se va micşora cu creşterea temperaturii t_a, deoarece se ridică temperatura gazelor arse la ieşirea din cazan (cresc pierderile q_2), iar randamentele treptelor de înaltă presiune a turbinei se vor mări, deoarece creşte debitul de abur ce se destinde în corpul de înaltă presiune.

Variaţia randamentului intern al turbinei η_{0i} este funcţie în special de puterea unitară a grupului şi de parametrii iniţiali ai aburului viu.

La parametrii supracritici ai aburului, volumul specific al aburului se micşorează mult, ceea ce conduce la o micşorare a debitului volumetric de aburi sau, conform criteriului de evaluare a randamentului η_{0i}, conduce la o micşorare a secţiunii echivalente de ajutaj $\bar{t}_a$ [10], [11].

$$F_a = \frac{D}{36.2{,}03\sqrt{\frac{P_0}{\bar{V}_0}}} \text{ cm}^2, \tag{39}$$

în care : p_0 ata — presiunea iniţială a aburului viu ;
v m³/kg — volumul specific al aburului viu la parametrii iniţiali p_0, t_0 ;
D t/h — debitul de abur la intrarea în turbină.

Din formula (39) se observă că valoarea F_a este funcţie de debitul de abur viu, deci depinde direct de puterea unitară a grupului.

La valori mici ale secţiunii echivalente de ajutaj ($F_a < 70 \div 80$ cm²), conform datelor din literatură [10], [11], randamentul intern al turbinei variază într-o proporţie însemnată cu schimbarea valorii F_a (valorile mici ale lui F_a corespund puterilor unitare mici sau presiunii aburului viu ridicată).

Astfel, în cazul parametrilor iniţiali $p_0 = 300$ ata, $t_0 = 650$°C, puterea unitară a grupului N = 200 MW, temperatura de preîncălzire a apei de alimentare $t_a = 329{,}5$°C, din calcule rezultă $F_a = 62$ cm², de unde $\eta_{oi} = 0{,}85$, iar pentru $t_a = 249{,}4$°C, $F_a = 52$ cm², de unde $\eta_{oi} = 0{,}841$.

Admiţînd o variaţie lineară a randamentului η_{oi} în funcţie de parametrul t_a, rezultă :

$$\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial ta} \cong \frac{\Delta \eta_{oi}}{\Delta t_a} = \frac{0{,}85 - 0{,}841}{329{,}5 - 249{,}4} = 0{,}112.10^{-3}\left[\frac{1}{\text{grad}}\right].$$

Pentru aceiaşi parametri iniţiali ai aburului, dar pentru o putere unitară $N = 300$ MW, se obţine :

$t_a = 329{,}5$°C, $F_a = 93$ cm², $\eta_{oi} = 0{,}8655$,
$t_a = 249{,}4$°C, $F_a = 79$ cm², $\eta_{oi} = 0{,}8605$,

de unde

$$\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_a} = \frac{0{,}8655 - 0{,}8605}{329{,}5 - 249{,}4} = 0{,}0625.\ 10^{-3}\left[\frac{1}{\text{grad}}\right].$$

Din acest exemplu reiese clar că forma funcției $\eta_{oi} = f(t_a)$ depinde într-o măsură însemnată de puterea unitară a agregatului, iar la valori ridicare ale secțiunii echivalente de ajutaj ($F_a > 90$ cm^2) se poate considera că parametrul t_a nu influențează asupra valorii η_{oi}.

În general, se poate considera în mod aproximativ:

$$\eta_{oi} = \eta^0_{oi} + \delta_1 (t_a - t^0_a), \tag{40}$$

în care η^0_{oi} este randamentul relativ intern al turbinei corespunzător temperaturii apei t^0_a, iar $\delta_1 = \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial t_a}$. Pentru determinarea aproximativă a influenței parametrului t_a asupra randamentului cazanului, pornim de la relația în care se exprimă temperatura gazelor arse la ieșirea din cazan în funcție de temperatura apei de alimentare t_a [13].

$$t_{g2} \cong t_a (1 - \Psi) + 40°\text{C}, \tag{41}$$

în care

$\Psi = \frac{\alpha V_0 e_{p0}}{V_g C_{pg}}$ — reprezintă raportul capacităților termice ale aerului de ardere și gazelor arse în treapta inferioară a preîncălzitorului de aer.

Coeficientului Ψ depinde de tipul combustibilului, de umiditatea sa, de cantitatea de aer fals absorbit în sistemul de pregătire a prafului, în focar și în drumul convectiv al gazelor arse. În general, mărimea coeficientului Ψ variază în limitele 0,6—0,8. Dacă exprimăm randamentul cazanului prin expresia:

$$\eta_c = 1 - q_2 - \sum_3^6 q_j, \tag{42}$$

în care se poate considera că numai pierderile q_2 depind de temperatura gazelor la ieșirea din cazan t_{g2}:

$$q_2 \cong \frac{\sum V_g C_{pg} t_{g2}}{P^i_c}, \tag{43}$$

rezultă că expresia derivatei $\frac{\partial \eta_c}{\partial t_a}$ (ținînd seama de relația (41)) va fi

$$\delta_2 = \frac{\partial \eta_c}{\partial t_a} = \frac{\partial \eta_c}{\partial t_{g2}} \cdot \frac{\partial t_{g2}}{\partial t_a} = - \frac{\Sigma v_g \cdot C_{pg}}{P^i_c} \cdot (1 - \Psi), \tag{44}$$

în care $P^i_c \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ este puterea calorifică inferioară a combustibilului.

Pentru un calcul aproximativ al valorii $\delta_2 = \frac{\partial \eta_c}{\partial t_a}$ se poate lua:

$$\frac{\sum v_g \cdot C_{pg}}{P^i_c} \cong \frac{1}{t_g} \cdot \left[\frac{1}{\text{grad}}\right], \tag{45}$$

în care t_g °C reprezintă o valoare apropiată de temperatura teoretică a gazelor în focar (neglijînd transferul de căldură prin radiație în focar și variația căldurii specifice a gazelor c_{pg} cu temperatura).

Astfel, pentru $\Psi = 0{,}6$ și o temperatură $t_g = 1800$°C, se poate evalua

$$\delta_2 = \frac{\partial \eta_c}{\partial t_a} = -\frac{0{,}4}{1\,800} \cong -0{,}22.10^{-3}\left[\frac{1}{\text{grad}}\right].$$

Pentru o determinare exactă a valorii δ_2, trebuie determinată experimental variația randamentului cazanului cu parametrul t_a, efectuîndu-se la un debit constant de combustibil, deoarece, în zona de optim a temperaturii de preîncălzire t_a^{opt}, variația lui t_a atrage o variație foarte mică a economicității totale a instalației η_c (puterea unitară a grupului rămîne deci aproximativ constantă).

Conform literaturii [12] pentru tipul de cazan 67 SP, la un debit constant de combustibil s-a obținut o variație a randamentului cazanului în limitele 0,91 — 0,8846, corespunzătoare creșterii parametrului t_a de cca 115°C, deci $\delta_2 = -\dfrac{0{,}91 - 0{,}8846}{115} = 0{,}00022\left[\dfrac{1}{\text{grad}}\right]$ ceea ce corespunde valorii antecalculate pe baza considerentelor teoretice.

În general, pentru exprimarea randamentului cazanului în funcție de temperatura apei de alimentare se poate considera o relație de forma:

$$\eta_c = \eta_c^0 + \delta_2 (t_a - t_a^0), \tag{46}$$

în care η_c^0 este randamentul cazanului corespunzător temperaturii apei de alimentare t_a^0.

Pe baza considerentelor de mai sus, avînd în vedere condiția generală maximă a randamentului centralei termoelectrice (ecuația 1) și introducînd notațiile:

$$\partial_1 \eta_t + \delta_2 \eta_{0i} = R \tag{47}$$

$$\left[R \cdot \frac{\eta_t}{1-\eta_t} \cdot \frac{1}{c_p}\right] \frac{1}{\eta_c \cdot \eta_{0i}} = B,$$

găsim ecuația generală de optim a entalpiei apei de alimentare

$$\bar{t}_a^{opt} = \frac{z(q_0 - q_m) + B\, q_0 q_m z}{1 + z + B\,(q_0 - q_m z)} + t_k \qquad \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \tag{48}$$

care se aplică în cazul schemei C_z.

Se observă că în cazul cînd coeficientul $R = 0$, deci cînd $\delta_1 \eta_c \cong -\delta_2 \eta_{0i}$, influența randamentului cazanului și turbinei se autocompensează, astfel încît formula (48) se confundă cu formula obținută anterior (7) pentru cazul $\delta_1 = \delta_2 = 0$.

Pentru cazul schemei teoretice regenerative (I_z) se poate demonstra că ecuația de optim a temperaturii T_a devine :

$$\left(\frac{T_k}{T_a}\right)^{\frac{z+1}{z}} - [q_0 - c_p(T_a - T_k)]\frac{R}{C_p \eta_{oi} \eta_c} \cdot \eta_t + 1 - \eta_t = 0. \qquad (49)$$

Considerînd că factorul $[q_0 - c_p(T_a - T_k)]\frac{R}{C_p \eta_{oi} \eta_c} \eta_t = u$ din ecuația (49) este puțin influențat de temperatura T_a, dată fiind valoarea foarte mică a coeficientului R, ecuația (49) se simplifică, luînd o formă asemănătoare cu expresia (25) obținută anterior pentru cazul $\delta_1 = \delta_2 = 0$:

$$T_a = \frac{T_K}{(1 - \eta_t - u)^{z/z+1}} \quad °K, \qquad (50)$$

în care $u < 0$ deoarece de obicei expresia R este mai mică decît zero pentru valorile uzuale ale lui δ_1 și δ_2.

Pentru exemplificare se va aplica formula (48) pentru determinarea temperaturii optime de preîncălzire a apei de alimentare în cazul cînd parametrii inițiali sînt $p_0 = 300$ ata, $t_0 = 650°C$, schema regenerativă C_8 randamentul cazanului în zona eventuală a optimului $\eta_c = 0{,}9$, iar al turbinei $\eta_{0i} = 0{,}85$, randamentul termic $\eta_t = 0{,}57819$. Considerînd în continuare $\delta_1 = 0{,}1.10^{-3}$, iar $\delta_2 = -0{,}22.10^{-3}$ se calculează coeficientul $R = (-0{,}22 \cdot 0{,}85 + 0{,}1 \cdot 0{,}9)\,10^{-3} = -0{,}097 \cdot 10^{-3}$,

$$B = \left[\frac{-0{,}097.10^{-3}}{1{,}08} \cdot \frac{0{,}57\,819}{1 - 0{,}57819}\right] = \frac{1}{0{,}85 \cdot 0{,}9} = -0{,}1585.10^{-3}.$$

În acest caz

$$t_a^{opt} = \frac{8\,(839{,}6 - 451) + 0{,}1585 \cdot 10^{-3} \cdot 839{,}6.451.8}{1 + 8 + 4{,}39} + 23{,}8 = 293 \ \frac{kcal}{kg},$$

sau, pentru $p_0' = 360$ ata, rezultă o temperatură de preîncălzire $t_a = 278{,}7°C$.

În cazul cînd nu s-ar fi luat în considerare influența randamentelor η_c și η_{0i}, aplicarea formulei (7) ne-ar fi condus la o valoare $t_a = 333°C$, deci micșorarea temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare este în acest caz de cca. 55°C.

Trebuie subliniat că luarea în considerare a influenței randamentelor cazanului și turbinei asupra parametrului t_a ne poate conduce la obținerea unor ecuații asemănătoare și în cazul aplicării schemelor regenerative F_z, D_z, F_n C_1 F_n sau în cazul altor scheme aplicate în practică pe baza metodicii de calcul expuse mai sus.

Pe baza calculelor și încercărilor efectuate se poate întîmpla să se constate că temperatura apei de alimentare este prea ridicată, avînd în

vedere influența negativă asupra randamentului cazanului de aburi, ceea ce poate impune, în anumite cazuri, suprimarea primului preîncălzitor regenerativ de înaltă presiune sau micșorarea presiunii aburului în prizele regenerative ce alimentează preîncălzitorii de înaltă presiune.

Trebuie subliniat că în condițiile de exploatare (creșterea cantității de aer fals aspirat în focar sau în zona preîncălzitorului de aer ca urmare a unor reparații efectuate necorespunzător sau a coroziunii suprafeței preîncălzitoarelor pe aer, creșterea umidității combustibilului, eroziuni sau depuneri de săruri pe paletele turbinei etc.) valorile coeficienților δ_1 și δ_2 variază în asemenea măsură încît fac necesară suprimarea preîncălzitorului de înaltă presiune pentru un timp limitat, funcție de înlăturarea defecțiunilor mai sus-amintite.

CONCLUZII

Necesitatea de a obține un minim al consumului specific de combustibil în proiectarea și exploatarea centralelor termoelectrice de mare putere și parametrii înalți ai aburului impun o analiză termodinamică aprofundată a influenței diferiților parametri de lucru asupra economicității generale a instalației energetice de forță.

Din acest punct de vedere, un rol important îl joacă alegerea temperaturii adecvate de preîncălzire finală a apei de alimentare în instalația regenerativă.

În lucrare se dă o analiză succintă a influenței schemelor regenerative asupra valorii optime a temperaturii de preîncălzire, indicîndu-se totodată cantitativ și calitativ influența importantă a randamentelor cazanului și turbogrupului asupra acestei valori.

Pentru determinarea temperaturii optime de preîncălzire a apei de alimentare se dă metodica de analiză termodinamică și formulele de calcul în cazul diferitelor scheme regenerative, cu ajutorul cărora se poate demonstra că valoarea optimă t_a^{opt} depinde în mare măsură de valoarea parametrilor inițiali ai aburului, de economicitatea schemei regenerative și de tipul de schemă adoptat, de numărul de preîncălzitori regenerativi și de măsura în care randamentele cazanului și turbinei sînt influențate de variația parametrului t_a.

În practica exploatării centralelor termoelectrice este necesară efectuarea unei analize concrete pentru fiecare caz în parte, pentru a vedea în ce măsură condițiile de exploatare nu impun micșorarea temperaturii finale de preîncălzire t_a^{opt} sau micșorarea numărului de preîncălzitori regenerativi (suprimarea primului preîncălzitor de înaltă presiune), ceea ce ar permite obținerea nu numai a micșorării consumului specific de combustibil, dar și a investițiilor în instalația regenerativă.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБ УСТАНОВЛЕНИИ КОНЕЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДОГРЕВА ПИТАЮЩЕЙ ВОДЫ НА СОВРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

РЕЗЮМЕ

В работе излагается метод определения оптимальной конечной температуры подогрева питающей воды, причем анализируются с этой целью регенеративные схемы с различной степенью экономичности (с поверхностными подогревателями смеси, теоретическая схема и пр.).

На основании проведенного анализа приводятся формулы для расчета конечной температуры подогрева воды и указывается, что главным образом у высоких параметров значение температуры зависит от схемы регенерации, количества подогревателей, экономичности схемы и от влияния относительных к.п.д. котла и турбины.

В работе анализируются факторы, которые могут усилить или смягчить влияние относительных к.п.д. и указывается необходимость выполнения ряда конкретных анализов в эксплуатационных условиях теплоэлектростанции, с целью получения минимального удельного расхода горючего.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Термический к.п.д. регенеративного цикла в зависимости от конечной температуры подогрева питающей воды для различных схем регенерации.

Рис. 2. — Термический к.п.д. регенеративного цикла в зависимости от конечной температуры подогрева питающей воды для случая применения промежуточного перегрева.

Рис. 3. — Теоретическая регенеративная схема (I_z).

Рис. 4. — Регенеративные схемы $F_n C_1 F_m$.

ÉTUDE SUR LA DÉTERMINATION DE LA TEMPÉRATURE FINALE DE CHAUFFAGE PRÉALABLE DE L'EAU D'ALIMENTATION DANS LES CENTRALES THERMO-ÉLECTRIQUES MODERNES

RÉSUMÉ

Dans ce travail, l'auteur présente la méthode pour la détermination de la température finale optimum pour le chauffage préalable de l'eau d'alimentation et, à cette fin, il analyse les schémas de régénération à

divers degrés d'économie (à réchauffeurs de mélange de surface, le schéma théorique, etc.).

Après en avoir déduit les formules de calcul de la température finale de chauffage préalable de l'eau, l'auteur montre que, surtout lorsque les paramètres ont des valeurs élevées, la température dépend du schéma de régénération, du nombre de réchauffeurs, des possibilités économiques du schéma, ainsi que de l'influence des rendements relatifs de la chaudière et de la turbine.

Pour conclure, l'auteur est d'avis qu'afin d'obtenir une consommation spécifique minimum de combustible, il est nécessaire de procéder à des analyses concrètes, faites dans les conditions d'exploitation de la centrale thermo-électrique.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Rendement thermique du cycle régénérateur en fonction de la température finale de chauffage préalable de l'eau d'alimentation, correspondant à divers schémas régénérateurs.

Fig. 2. — Rendement thermique du cycle régénérateur en fonction de la température finale de chauffage préalable de l'eau d'alimentation, au cas où l'on applique un réchauffage intermédiaire.

Fig. 3. — Schéma régénérateur théorique (I_z).

Fig. 4. — Schéma régénérateur $F_n C_1 F_m$.

BIBLIOGRAFIE

1. BARTELS, Transactions of ASME, *5* (1955).
2. KROWLTON, HARTWILL, Transactions of ASME, **X** (1956).
3. SALISBURY, Transactions of ASME, **VII** (1956).
4. F. SPORN, Electrical World, **VII**, 86 (1956).
5. *** *Energie für Chemie Beiträge der chemische Werke Hüls*, Energie heute, Viena, *2* (1956).
6. D. GRECOV, Disertaţie. M.E.I., Moscova, 1958 (în limba rusă).
7. Д. П. ГОХШТЕИН, *Энтропийный метод расчета энергетических потерь*. ГЭИ, 1951.
8. Д. Д. КАЛАФАТИ, *Основы теории регенеративных циклов паросиловых установок высокого давления*. Труды МЭИ, **XI** (1953).
9. — *Оптимальная обществанционная температура подогрева питательной воды*. Теплоэнергетика, *3* (1958).
10. ШЕГЛЯЕВ, *Паровые турбины*, II-ое издание.
11. В. П. ЛОБАНОВ, *Новые данные о к.п.д. турбин высокого давления*. Теплоэнергетика, *4* (1954).
12. ШОХАТ, *О температуре питательной воды. Электрические станции*, *8* (1953).
13. А. И. АНДРЮЩЕНКО, *Зависимость к.п.д. проектируемого котлоагрегата от температуры питательной воды*. Сборник научных сообщений, **IV**, Саратов, 1956.
14. — *Расчет предельной температуры регенеративного подогрева питательной воды*. Теплоэнергетика, *5*, (1958).

UNELE PROBLEME ALE CALCULULUI SCURGERII ÎN REGIM VARIABIL A GAZELOR DE COMPOZIŢIE VARIABILĂ*)

DE

GEORGE BĂRĂNESCU

În tehnică există procese în cursul cărora se produc scurgeri de gaze în care regimul de scurgere este variabil, datorită modificării în timp a presiunii, temperaturii şi compoziţiei gazelor din mediile amonte şi aval, precum şi din cauza variaţiei în timp a secţiunii de scurgere.

Pentru cercetarea unor astfel de procese este necesar să se precizeze variaţia mărimilor de stare din diversele camere ale instalaţiei şi cantităţile de gaze scurse. În acest scop se scrie un sistem de ecuaţii diferenţiale, care exprimă variaţia energiei interne a gazelor din diversele camere ale instalaţiei şi cantităţile de gaze scurse; ecuaţiile sînt apoi integrate, în general, prin procedee grafice, deoarece au o formă complicată.

Ca exemplu, se consideră una dintre camerele instalaţiei, în care sosesc gaze de compoziţie diferită prin q orificii, a căror secţiune variază în timp după legi cunoscute; în cameră gazele se amestecă şi apoi sînt evacuate prin r orificii, ale căror secţiuni variază în timp de asemenea după legi cunoscute. Se presupune că gazele din cameră schimbă cu mediul exterior căldură şi lucru mecanic. Dacă energia cinetică a gazelor care intră în cameră se transformă în căldură datorită frecărilor, variaţia elementară a energiei interne a gazelor din cameră este dată de expresia

$$dU = -dQ_r + A\,p\,d\,V + \sum_1^q i_a\,dG_a - \sum_1^r id\,G, \qquad (1)$$

în care s-a notat

U — energia internă a gazelor din cameră [kcal];

Q_r — schimbul de căldură cu mediul exterior [kcal];

*) Lucrarea a fost prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., la 5 ianuarie 1961.

i_a — entalpia specifică a gazului din mediul amonte [kcal/kg];
i — entalpia specifică a gazului din cameră [kcal/kg];
dG_a — cantitatea elementară de gaze intrată în cameră [kg];
dG — cantitatea elementară de gaze ieșită din cameră [kg];
p — presiunea gazului din cameră [kgf/m²];
V — volumul camerei [m³];
A — echivalentul termic al lucrului mecanic [kcal/kgm].

Prima sumă din formula (1) se extinde la toate mediile din care sosesc gaze în cameră, iar a doua sumă la toate orificiile prin care gazele ies din cameră.

Dacă energia cinetică a gazelor care intră în cameră nu se transformă în căldură, se înlocuiește în formula (1) entalpia specifică i_a cu entalpia specifică i_{a_e} pe care o au gazele din mediul amonte la intrarea în cameră.

Cantitățile elementare de gaze dG_a și dG sînt date de relațiile

$$dG_a = 3\,600 \frac{\mu_a \cdot f_a \cdot w_{a_e}}{v_{a_e}} d\tau, \tag{2}$$

$$dG = 3\,600 \frac{\mu \cdot f \cdot w_e}{v_e} d\tau, \tag{3}$$

unde μ_a și μ sînt coeficienții de debit, f_a și f în m² secțiunile momentane de scurgere, v_{a_e} și v_e în m³/kg sînt volumele specifice ale gazelor la ieșirea din secțiunea de scurgere, τ timpul în ore, iar w_{a_e} și w_e în m/s sînt vitezele de scurgere, care la scurgerea adiabată au expresiile

$$w_{a_e} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_a - i_{a_e})}, \tag{4}$$

$$w_e = \sqrt{\frac{2g}{A}(i - i_e)}, \tag{5}$$

i_{a_e} și i_e fiind entalpiile specifice ale gazelor la ieșirea din secțiunea de scurgere respectivă.

Pentru fiecare cameră se poate scrie o ecuație de tipul (1), q ecuații de tipul (2) și r ecuații de tipul (3); problema cercetată se rezolvă prin integrarea simultană a tuturor ecuațiilor.

Termenul dQ_r din ecuația (1) se explicitează prin analiza condițiilor în care se efectuează schimbul de căldură dintre gaz și mediul exterior. Volumul V este o dată a problemei. Temperatura gazului din cameră se determină calculînd în prealabil energia internă, cantitatea și calitatea gazului din ecuațiile de tipul (1)...(3); cu ajutorul acestor mărimi se calculează din ecuația de stare a gazelor perfecte presiunea gazului din cameră. Avînd temperatura și compoziția gazului, se poate determina și entalpia specifică din mediul respectiv. Mai rămîn de calculat vitezele de scurgere (sau entalpiile specifice) și volumele specifice ale gazelor la ieșirea din secțiunile de scurgere.

Considerînd gazele ca ideale şi scurgerea lor adiabată şi reversibilă, vitezele de scurgere şi volumele specifice se pot exprima analitic, astfel că întregul calcul poate fi efectuat.

Dacă temperaturile variază mult în timpul procesului, ipoteza gazului ideal introduce erori însemnate. Ca urmare trebuie folosită o ipoteză mai puţin aproximativă, de exemplu ipoteza gazelor perfecte; în acest caz, calculul vitezelor de scurgere şi al volumelor specifice v_{a_e} şi v_e se efectuează pe cale grafică.

Pentru un gaz perfect, viteza de scurgere se determină cu ajutorul unei diagrame, entalpie specifică-entropie, trasată pentru gazul din mediul amonte. Cunoscînd starea gazului din amonte şi presiunea din aval, se reprezintă evoluţia de scurgere; pentru scurgerea adiabată şi reversibilă, ea este în diagrama considerată o verticală ce pleacă din punctul care reprezintă starea gazului din mediul amonte. Intersecţia acestei verticale cu izobara presiunii din aval precizează starea pe care o are gazul la ieşirea din secţiunea de scurgere dacă destinderea s-a efectuat pînă la presiunea din aval (fig. 1).

Din punctul de vedere al debitului-masă, canalul de scurgere poate fi considerat un ajutaj convergent, deoarece la ajutajul convergent-divergent debitul-masă este egal cu cel al ajutajului convergent.

La ajutajul convergent, dacă regimul de scurgere este supracritic, destinderea nu are loc pînă la presiunea din aval şi, ca urmare, punctul 2 din figura 1 nu mai precizează starea pe care o are gazul la ieşirea din sec-

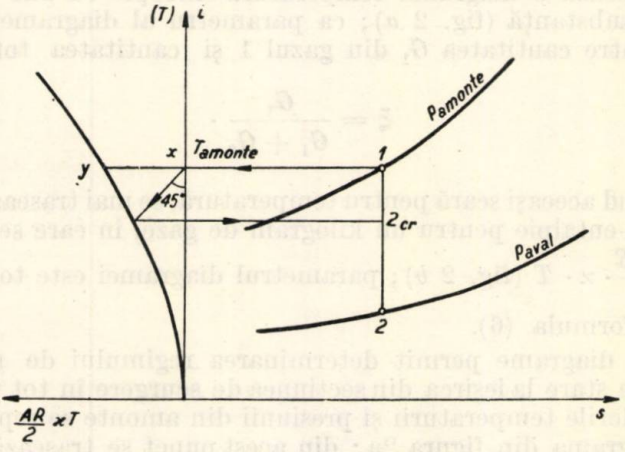


Fig. 1. — Determinarea regimului de scurgere.

ţiunea de scurgere. Este deci necesar să se stabilească, în diversele momente ale calculului, regimul de scurgere şi mărimile de stare ale gazului la ieşirea din secţiunea de scurgere în cazul regimului supracritic. În acest scop se trasează în diagrama din figura 1 mărimea $\frac{AR}{2} \times T$ (R cons-

tanta gazului și $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ raportul căldurilor specifice ale gazului la care se referă diagrama), reprezentată pe abscisă la scara entalpiei i, în funcție de temperatură, reprezentată pe ordonată la scara care corespunde entalpiei i; de exemplu, pentru temperatura T_{amonte} se determină punctul x și, pe orizontala acestui punct, se trece la scara entalpiei segmentul xy, egal cu valoarea $\frac{AR}{2} \cdot \varkappa_{amonte} \cdot T_{amonte}$. Urmînd construcția grafică din figura 1, se obține punctul 2_{cr}, care precizează starea gazului la ieșirea din secțiunea de scurgere în cazul regimului supracritic [1]. În exemplul din figura 1, scurgerea are loc în regim supracritic, deoarece presiunea în punctul 2_{cr} este mai mare decît presiunea din aval.

Folosirea metodei descrise prezintă neajunsul că diagrama de calcul este valabilă numai pentru un singur gaz. Efectuînd integrarea ecuațiilor (1)...(3), de exemplu, prin metoda diferențelor finite, la fiecare interval de integrare trebuie să se traseze cîte o diagramă de tipul din figura 1, corespunzătoare compoziției gazului pe intervalul considerat, operație care reclamă un mare volum de muncă.

Dacă în procesul de scurgere gazele din diversele camere ale instalației provin din două gaze de compoziție invariabilă, amestecate în diverse proporții (variabile în timp și diferite de la o cameră la alta), se pot construi diagrame valabile în tot cursul calculului și pentru orice cameră a instalației.

Se trasează o diagramă temperatură-entropie cu axe curbe pentru kilomol de substanță (fig. 2 *a*); ca parametru al diagramei se alege raportul ξ dintre cantitatea G_1 din gazul 1 și cantitatea totală de gaze

$$\xi = \frac{G_1}{G_1 + G_2} \cdot \tag{6}$$

Folosind aceeași scară pentru temperatură, se mai trasează o diagramă temperatură-entalpie pentru un kilogram de gaze, în care se reprezintă și mărimea $\frac{AR}{2} \cdot \varkappa \cdot T$ (fig. 2 *b*); parametrul diagramei este tot raportul ξ, definit de formula (6).

Aceste diagrame permit determinarea regimului de scurgere și a mărimilor de stare la ieșirea din secțiunea de scurgere în tot timpul calculului: cu valorile temperaturii și presiunii din amonte se reprezintă punctul *1* în diagrama din figura 2a; din acest punct se trasează evoluția de scurgere *1—2*, corespunzătoare compoziției gazului, pe intervalul de integrare considerat, pînă la presiunea din aval. Plecînd de la temperatura din amonte și folosind construcția grafică din figura 2*b*, se obține punctul 2_{cr}. Prin compararea temperaturilor din punctul 2_{cr} și *2* rezultă regimul de scurgere: dacă $T_{2_{cr}} > T_2$, scurgerea are loc în regim supracritic, variația de entalpie în timpul scurgerii fiind $i_1 - i_{2_{cr}}$; dacă $T_{2_{cr}} < T_2$, scurgerea are loc în regim subcritic, variația de entalpie în timpul scurgerii

fiind $i_1 - i_2$. Pentru precizarea valorii raportului ξ în cursul calculului, este necesar să se determine separat cantităţile scurse din cele două gaze.

Calculul cu diagramele din figura 2 este mai simplu, însă mai puţin precis decît calculul cu diagramele din figura 1, deoarece diagramele din

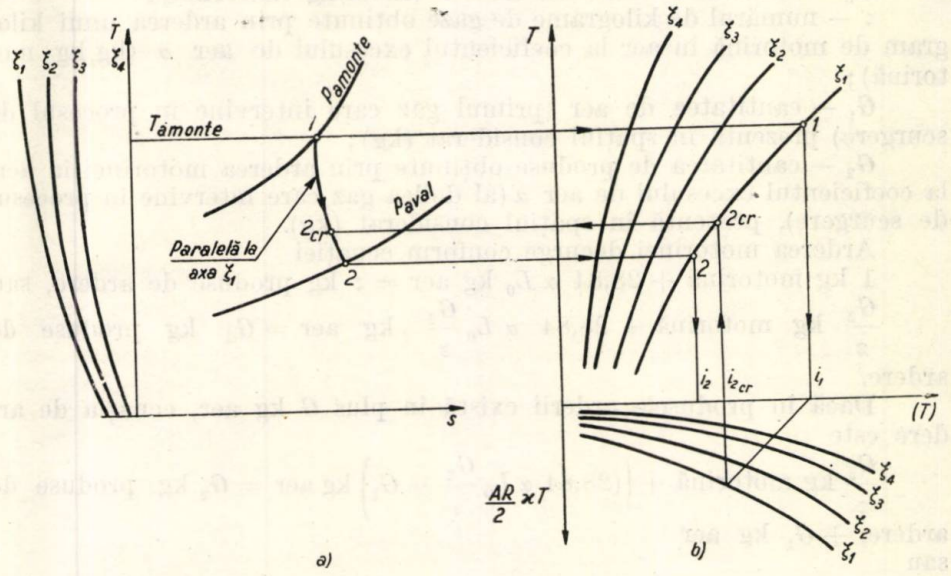


Fig. 2. — Diagrama pentru determinarea regimului de scurgere, la scurgerea unui amestec de două gaze.

figura 2 conţin un număr limitat de curbe; citirile pentru diversele intervale de integrare se fac în general prin interpolare între curbele trasate.

*

În anexa (la sfîrşitul volumului) s-a construit o diagramă de tipul din figura 2 pentru gazele formate prin amestecarea aerului cu produsele teoretice de ardere (în aer) ale motorinei. S-a considerat o motorină cu următoarea analiză elementară în părţi de greutate

carbon	c = 86 %
hidrogen	h = 11 %
oxigen	o = 1 %
azot	n = 2 %

Ca parametru al diagramelor s-a ales coeficientul echivalent α_e al excesului de aer, definit drept coeficientul excesului de aer, la care se obţin prin arderea motorinei gaze cu aceeaşi compoziţie ca a amestecului de gaze format din aer şi produsele de ardere ale motorinei în aer. Folosirea acestui parametru extinde valabilitatea diagramei, deoarece ea poate fi folosită la calculul proceselor de scurgere în regim variabil, în care intervin două gaze de compoziţie constantă, dintre care unul este

aerul, iar celălalt este format din produsele de ardere ale motorinei în aer, la orice coeficient α al excesului de aer (cu condiția $\alpha \geqslant 1$).

Pentru determinarea coeficientului echivalent al excesului de aer se folosesc următoarele notații:

L_0 — cantitatea teoretică de aer (kmol/kg motorină);

z — numărul de kilograme de gaze obținute prin arderea unui kilogram de motorină în aer la coeficientul excesului de aer α (kg/kg motorină);

G_1 — cantitatea de aer (primul gaz care intervine în procesul de scurgere) prezentă în spațiul considerat (kg);

G_2 — cantitatea de produse obținute prin arderea motorinei în aer, la coeficientul excesului de aer α (al doilea gaz care intervine în procesul de scurgere), prezentă în spațiul considerat (kg).

Arderea motorinei decurge conform ecuației

1 kg motorină + 28,84 αL_0 kg aer = z kg produse de ardere, sau

$\frac{G_2}{z}$ kg motorină + 28,84 $\alpha L_0 \frac{G_2}{z}$ kg aer = G_2 kg produse de ardere.

Dacă în produsele arderii există în plus G kg aer, ecuația de ardere este

$$\frac{G_2}{z} \text{ kg motorină} + \left(28{,}84\ \alpha L_0 \frac{G_2}{z} + G_1\right) \text{kg aer} = G_2 \text{ kg produse de ardere, } + G_1 \text{ kg aer}$$

sau

$$1 \text{ kg motorină} + \left(28{,}84\ \alpha L_0 + \frac{G_1}{G_2} z\right) \text{ kg aer} = z \text{ kg produse de ardere } + \frac{G_1}{G_2} z \text{ kg aer.}$$

În aceste condiții, cantitatea de aer furnizată motorinei corespunde coeficientului echivalent al excesului de aer:

$$28{,}84\ \alpha_e L_0 = 28{,}84\ \alpha L_0 + \frac{G_1}{G_2} z,$$

din care rezultă

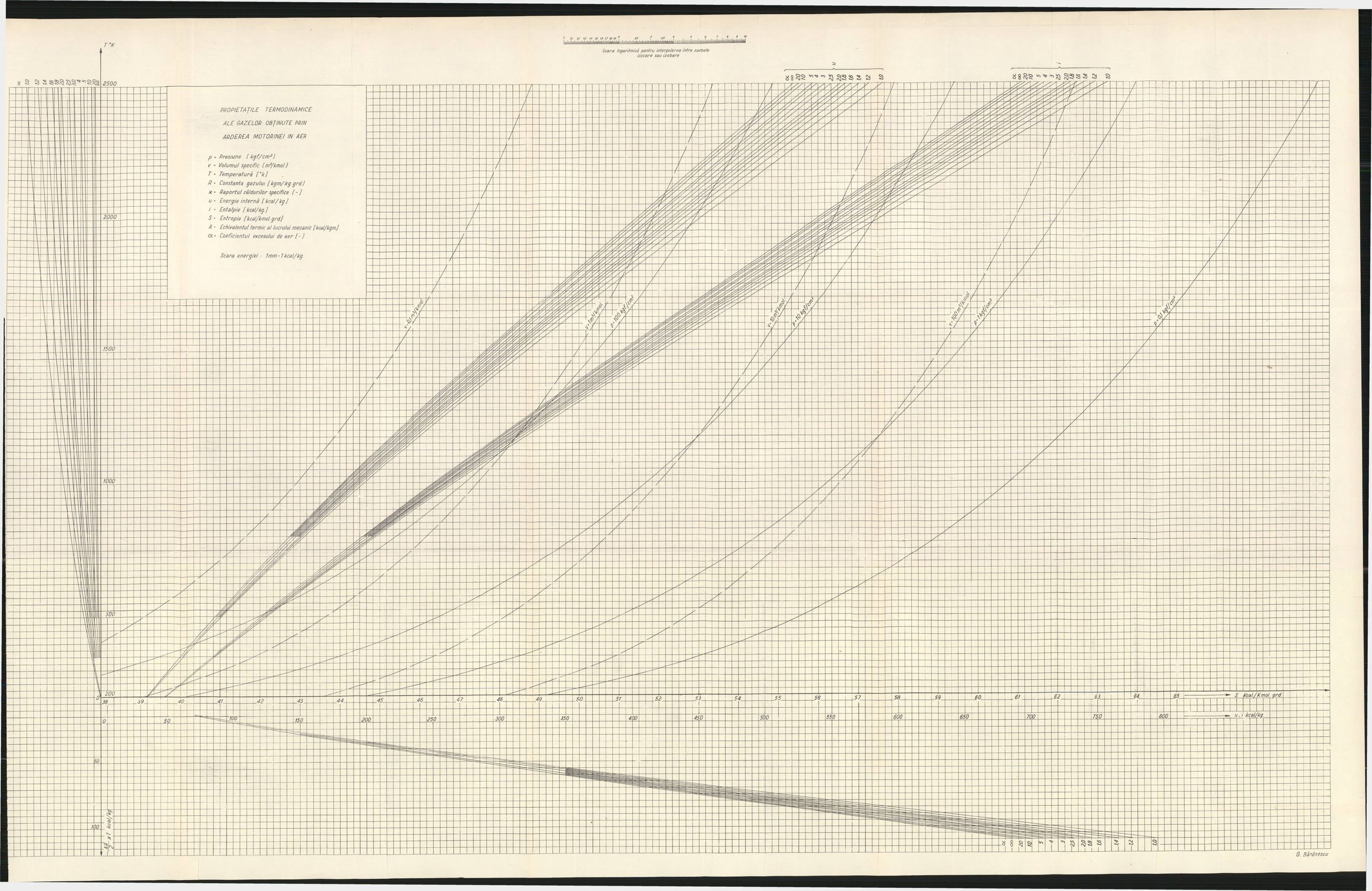
$$\alpha_e = \alpha + \frac{z}{28{,}84\ L_0} \frac{G_1}{G_2}. \tag{7}$$

Notînd cu z_0 numărul de kilograme de gaze obținute prin arderea unui kilogram de motorină în aer la coeficientul excesului de aer $\alpha = 1$, se poate scrie:

$$z = z_0 + 28{,}84\ (\alpha - 1)\ L_0.$$

Înlocuind în relația (7), se obține

$$\alpha_e = \alpha + \left(\alpha - 1 + \frac{z_0}{28{,}84\ L_0}\right) \frac{G_1}{G_2}.$$



Scara logaritmică pentru interpolarea între curbele izocare sau izobare
PROPIETAȚILE TERMODINAMICE
ALE GAZELOR OBȚINUTE PRIN
ARDEREA MOTORINEI IN AER
p = Presiune [kgf/cm²]
v = Volumul specific [m³/kmol]
T = Temperatură [°k]
R = Constanta gazului [kgm/kg grd]
x = Raportul căldurilor specifice [-]
u = Energie internă [kcal/kg]
i = Entalpie [kcal/kg]
S = Entropie [kcal/kmol grd]
A = Echivalentul termic al lucrului mecanic [kcal/kgm]
α = Coeficientul excesului de aer [-]
Scara energiei : 1mm = 1 kcal/kg.
T °K
S Kcal/Kmol grd
u, i kcal/kg
G. Bărănescu

Pentru motorina considerată $z_0 = 14{,}6$ kg/kg și $L_0 = 0{,}471$ kmol/kg, formula coeficientului echivalent al excesului de aer devine

$$\alpha_e = \alpha + (\alpha + 0{,}0748)\frac{G_1}{G_2}\cdot$$

Pentru determinarea temperaturii în camerele instalației s-a reprezentat și o diagramă energie internă specifică-temperatură.

CONCLUZII

Din analiza proceselor de scurgere în regim variabil a gazelor de compoziție variabilă, care au loc cu variații însemnate de temperatură, rezultă că problema centrală este determinarea regimului de scurgere și a mărimilor de stare ale gazelor din secțiunea de ieșire a orificiului de scurgere.

Principial problema poate fi rezolvată cu ajutorul unor diagrame de tipul din figura 1 ; datorită numărului mare de diagrame care trebuie construite, această cale este justificată numai cînd sînt necesare calcule foarte precise.

Dacă în procesul de scurgere gazele din diversele camere ale instalației provin din două gaze de compoziție invariabilă, amestecate în diverse proporții (variabile în timp și diferite de la o cameră la alta), calculul se poate efectua cu o singură diagramă de tipul din figura 2. S-a construit o astfel de diagramă pentru gazele formate din amestecarea aerului cu produsele teoretice de ardere (în aer) ale motorinei. Diagrama este utilă la unele calcule ale mașinilor termice, ca, de exemplu, calculul procesului de schimbare a încărcăturii în motoarele cu ardere internă.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ ИЗМЕНЯЮЩЕГОСЯ СОСТАВА В ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

РЕЗЮМЕ

Излагается общий метод расчета процессов истечения газов изменяющегося состава в переменном режиме.

Если во время истечения происходят значительные изменения температуры, центральным вопросом является определение режима истечения (докритического и сверхкритического) и величин состояния в выходном сечении отверстия истечения. Этот вопрос может быть разрешен при помощи диаграмм типа приведенного на рис. 1. Ввиду большого количества диаграмм, которые должны быть построены, использование метода целесообразно в случае необходимости очень точных расчетов.

Если в процессе истечения газов из различных камер установки участвуют два газа постоянного состава, смешиваемых в различных соотношениях (переменных во времени и разных от различных камер), расчет может быть выполнен при помощи одной диаграммы типа пред-

ставленного на рис. 2. В приложении дана такая диаграмма, построенная для газов, образованных смесью воздуха с теоретическими продуктами горения дизельного топлива в воздухе.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Определение режима истечения.
Рис. 2. — Диаграмма для определения режима истечения при истечении смеси двух газов.

QUELQUES PROBLÈMES SOULEVÉS PAR LE CALCUL DE L'ÉCOULEMENT, EN RÉGIME VARIABLE, DES GAZ À COMPOSITION VARIABLE

RÉSUMÉ

L'auteur présente une méthode générale pour le calcul des processus d'écoulement, en régime variable, des gaz à composition variable.

Si, pendant l'écoulement, la température accuse des variations importantes, le problème principal est la détermination du régime d'écoulement (sous ou super-critique) et des grandeurs d'état dans la section de sortie de l'orifice d'écoulement. Ce problème peut être résolu à l'aide de diagrammes du type que l'on voit dans la figure 1. En tenant compte du grand nombre de diagrammes qu'il faut construire, cette solution n'est recommandable que dans le cas où les calculs doivent être très précis.

Au cas où, dans le processus d'écoulement, les gaz dans les diverses chambres de l'installation proviennent de deux gaz à composition invariable, mais mélangés dans des proportions diverses (variables dans le temps et différant d'une chambre à l'autre), le calcul peut être fait au moyen d'un seul diagramme du type donné par la figure 2. Dans l'annexe, on trouve un de ces diagrammes construit dans le cas de gaz formés par des mélanges de l'air avec les produits théoriques de la combustion du gas-oil dans l'air.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Détermination du régime d'écoulement.
Fig. 2. — Diagramme permettant de déterminer le régime d'écoulement, lorsqu'il s'agit de l'écoulement d'un mélange de deux gaz.

BIBLIOGRAFIE

1. G. BĂRĂNESCU, *O metodă generală de calcul a parametrilor termodinamici în procesele de scurgere a gazelor în regim variabil.* Studii şi cercetări de energetică, **V**, *1—2* (1955).
2. М. П. ВУКАЛОВИЧ и др., *Термодинамические свойства газов.* Машгиз, Москва, 1953.

INFLUENŢA RAPORTULUI DE COMPRESIUNE ŞI A AVANSULUI LA DECLANŞAREA SCÎNTEII ELECTRICE ASUPRA ECONOMICITĂŢII MOTORULUI CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE *)

DE

C. A. VASILESCU, CH. VASILIU şi I. ŞTEFAN

Studiile efectuate în ultimul timp asupra posibilităţii reducerii consumului specific de combustibil la autocamioanele SR-101 [1], [2] au arătat dependenţa care există între cifra octanică a combustibilului, valoarea raportului de compresiune, valoarea avansului la declanşarea scînteii electrice şi performanţele şi economicitatea motorului; aplicarea rezultatelor obţinute conduce la economii apreciabile de combustibil.

Ca urmare a fabricaţiei şi a exploatării, mărimea raportului de compresiune şi a avansului la declanşarea scînteii electrice variază între anumite valori; în lucrarea de faţă se analizează influenţa pe care o au aceste abateri asupra economicităţii motorului, stabilindu-se noi posibilităţi de reducere a consumului specific de combustibil.

Pentru a se putea cerceta separat efectul variaţiei celor doi parametri, s-au folosit diagrame cvasireale, calculate pentru motorul studiat după o metodă simplificată, însă suficient de precisă. Pe baza acestor diagrame se fac, la începutul lucrării, o serie de consideraţii asupra valorii admisibile a raportului de compresiune verificate experimental, ceea ce constituie şi o justificare a metodei de calcul folosite.

1. Calculul diagramelor cvasireale s-a efectuat ţinîndu-se cont de schimbul de căldură, de viteza de ardere, de proprietăţile termodinamice reale ale gazelor şi de fenomenul de disociere. Pentru aceasta s-au folosit diagrame termodinamice $T - s$ şi $u - T$ (1 kmol de substanţă) pentru calculul evoluţiei de compresiune şi $u_t - s$ (1 kg de substanţă) pentru calculul arderii şi destinderii.

*) Lucrare comunicată la sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 24 februarie 1961.

Evoluţiile de compresiune şi de destindere se calculează cu ajutorul diagramelor termodinamice, înlocuind izentropica cu o politropică. Evoluţia de ardere se calculează prin puncte, după următoarea schemă;

— în ipoteza unei viteze constante a frontului de flacără şi ţinînd cont de profilul camerei de ardere a motorului, se determină, pe intervale scurte de timp, cantitatea de căldură degajată în ipoteza unei arderi complete a substanţelor combustibile aflate în spatele frontului de flacără;

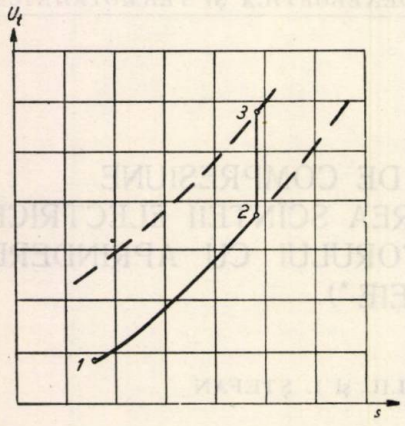


Fig. 1. — Calculul evoluţiei de ardere pentru un interval mic de timp.

— cu această cantitate de căldură se încălzeşte întregul amestec la volum constant (evoluţia *1 — 2*), după care se deplasează pistonul, efectuîndu-se o evoluţie izentropică (evoluţia *2 — 3*) (fig. 1), calculul conducîndu-se în continuare după aceeaşi schemă.

Diagramele au fost determinate pentru condiţiile măsurate la plină sarcină, la turaţia $n = 1\,600$ rot/min, dozajul corect ($\alpha = 1$) şi pentru diferite valori ale raportului de compresiune ($\varepsilon = 5{,}5$; $6{,}0$; $6{,}4$; $6{,}7$; 7) şi ale avansului la declanşarea scînteii electrice ($\beta = -10$; -5; 0; 5; 10; 20, valorile pozitive indicînd unghiuri înainte de *p.m.i.*).

Diagramele calculate au permis să se determine randamentul indicat η_i' şi, în consecinţă, puterea, consumul specific şi mărimile de stare ale fluidului în diferite momente ale ciclului. În figura 2 se prezintă variaţia randamentului indicat. Din această diagramă se desprinde influenţa puternică a avansului la declanşarea scînteii electrice asupra valorii randamentului indicat; se observă că, pe măsură ce valoarea raportului de compresiune creşte, scade valoarea unghiului optim de avans la declanşarea scînteii electrice. Pentru raportul de compresiune normal $\varepsilon = 6$, unghiul admisibil de avans la declanşarea scînteii electrice este $\beta = +8°$, ceea ce corespunde, la plină sarcină, reglajului recomandat al avansului ($\beta_{fix} = 0°$) pentru benzina de $CO = 66-70$.

2. Soluţia dată în cadrul lucrărilor efectuate de Institutul de energetică pentru mărirea economicităţii motoarelor SR-101 funcţionînd cu combustibil de CO = 60 constă în mărirea raportului de compresiune şi micşorarea concomitentă a avansului la declanşarea scînteii electrice (pentru a scoate motorul din regimul detonant). Se obţin astfel curbele de consum specific pe caracteristica externă (fig. 3) sau de consum minimum minimorum (fig. 4). Se constată că se obţine o economicitate superioară a motorului, dacă se măreşte raportul de compresiune în jurul valorii $\varepsilon = 6{,}7$ (concomitent cu reglarea avansului fix la declanşarea scînteii electrice la $\beta_{fix} \cong -3°$). Acest lucru conduce şi la o mărire a puterii motorului (fig. 5). Rezultatele experimentale obţinute corespund celor deduse prin calcul. În figura 6 s-a trasat modul în care variază avansul

la declanşarea scînteii electrice în funcţie de raportul de compresiune cînd randamentul indicat (calculat) se menţine constant; s-au ales două valori: cea corespunzătoare la $\varepsilon = 6$ şi $\beta = 8°$ (reglajul normal) şi cea corespunzătoare la $\varepsilon = 6$ şi $\beta = 3°$ (avans micşorat).

Diagrama arată că, pe măsură ce raportul de compresiune creşte, avansul la declanşarea scînteii electrice scade, după o lege diferită de aceea a avansului optim, aceasta pentru a se menţine randamentul indicat constant. Raportul de compresiune-limită ($\varepsilon \cong 6{,}7$) este determinat de punctul în care curba studiată nu mai variază cu valoarea avansului la declanşarea scînteii electrice. Valorile calculate ale consumului specific efectiv de combustibil (pentru turaţia $n = 1\,600$ rot/min şi plină sarcină) sînt prezentate în figura 7. Evident că, făcînd încercări pe bancul de probă, numai parte din domeniile figurate în diagramă pot fi realizate cu un combustibil de $CO = 60$. În această diagramă s-a figurat punctul A, consumul specific corespunzător reglajului normal al motorului ($\varepsilon = 6$, $\beta = 8°$), şi C, consumul specific corespunzător reglajului propus ($\varepsilon = 6{,}7$, $\beta = 3°$). Se constată că, în ultimul caz, consumul specific este mai mic decît cel care s-ar realiza la aceeaşi valoare a randamentului indicat (punctul B), cu alte cuvinte, efectul măririi raportului de compresiune este mai important decît efectul micşorării avansului la declanşarea scînteii electrice la limita de detonaţie. Punctul D reprezintă consumul specific ce s-ar obţine la raportul de compresiune mărit ($\varepsilon = 6{,}7$) şi $\beta = 8°$ avans la declanşarea

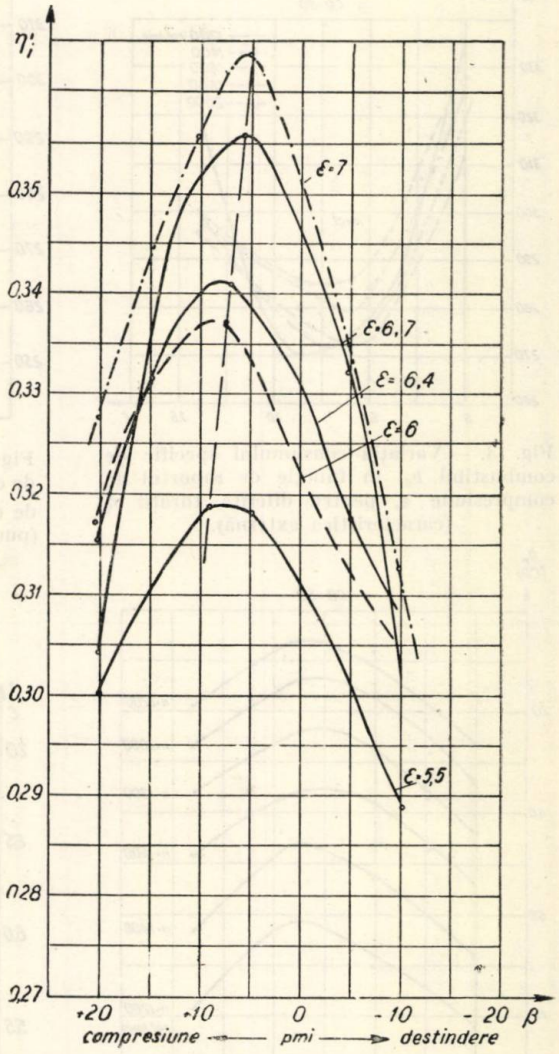


Fig. 2. — Variaţia randamentului indicat η_i' (determinat după cicluri cvasireale calculate) în funcţie de avansul la declanşarea scînteii electrice β, pentru diferite valori ale raportului de compresiune ε (valorile pozitive ale lui β reprezintă unghiuri înainte de *p.m.i.*).

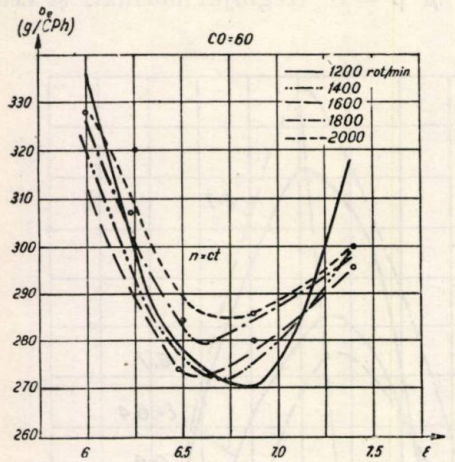


Fig. 3. — Variaţia consumului specific de combustibil b_e, în funcţie de raportul de compresiune ε, pentru diferite turaţii n (caracteristica externă).

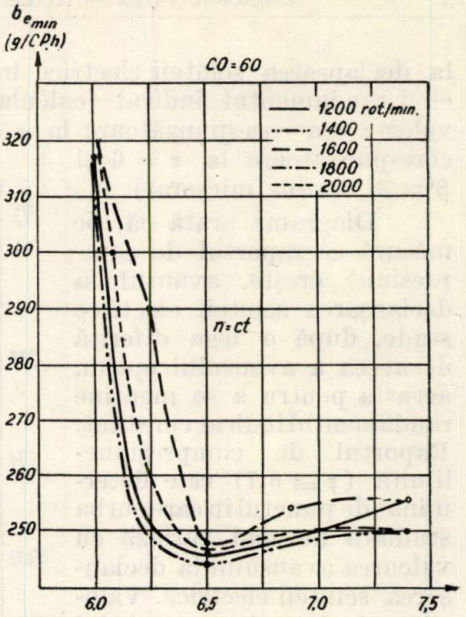


Fig. 4. — Variaţia consumului specific minim de combustibil $b_{e_{min}}$ în funcţie de raportul de compresiune ε pentru diferite turaţii n (puncte corespunzînd caracteristicilor de sarcină).

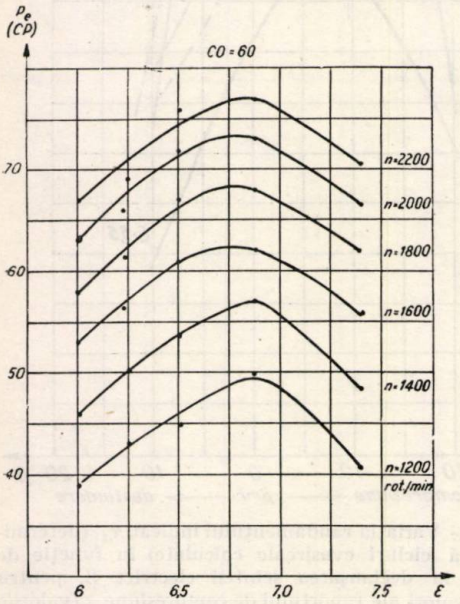


Fig. 5. — Puterea P_e a motorului SR-101 echipat cu compresor, cutie viteză, dinam şi pompă apă, în funcţie de raportul de compresiune ε (după caracteristica externă), turaţia n ca parametru.

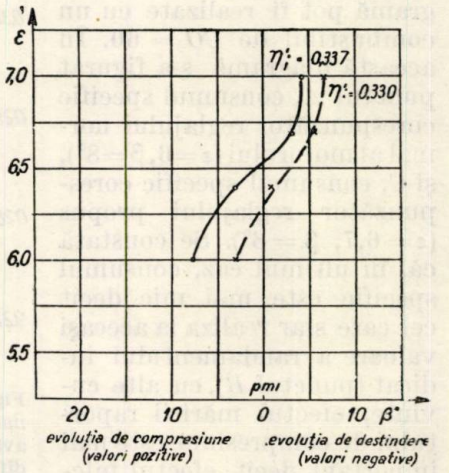


Fig. 6. — Dependenţa dintre avansul la declanşarea scînteii electrice β şi raportul de compresiune ε pentru două valori constante ale randamentului indicat η_i'.

scînteii electrice. Acest regim nu poate fi atins, din cauza apariției fenomenului de detonație, însă se constată că și cîștigul de economicitate este redus. În figura 8 s-a reprezentat variația puterii P_e la diferite rapoarte de compresiune.

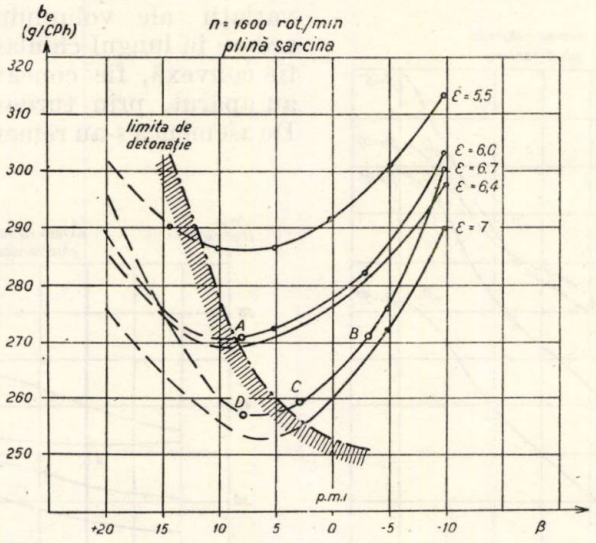


Fig. 7. — Variația consumului specific de combustibil b_e în funcție de unghiul de avans la declanșarea scînteii electrice β parametru raportul de compresiune ε (n=1 600 rot/min ; plină sarcină) ; valori calculate ; punctat regim detonant prezumat.

S-au figurat aceleași puncte ca în figura 7 constatîndu-se o creștere de putere pentru soluția propusă (punctul C față de A) și variație redusă a puterii ca urmare a scăderii avansului (punctul D față de C). Pe baza diagramelor calculate se poate analiza și solicitarea motorului. În figura 9 se prezintă variația presiunii maxime calculate. Se constată că mărirea raportului de compresiune de la $\varepsilon = 6$ la $\varepsilon = 6{,}7$ concomitent cu scăderea avansului la declanșarea scînteii electrice de la $\beta = 8°$ la $\beta = 3°$ nu duce practic la variații mari ale presiunii maxime (punctul A față de punctul C). Scăderea avansului la valoarea $\beta = -3°$ conduce însă la o scădere a presiunii maxime (punctul B), în timp ce menținerea lui $\beta = 8°$ la $\varepsilon = 6{,}7$ realizează o presiune maximă sporită (punctul D).

Din această primă parte a prezentării rezultă că economicitatea generală a motorului este influențată de raportul de compresiune și de avansul la declanșare a scînteii electrice și că există posibilitatea, pe baza datelor din diagrama din figura 2, de a se cerceta separat efectul acestor parametri.

3. Raportul de compresiune variază la același motor, ca urmare a toleranțelor admise în procesul de fabricație. Abaterile admisibile ale

volumului camerei de ardere sînt cuprinse (la motorul SR-101) între $V_c = 157 \div 165$ cm³, ceea ce conduce la variaţii ale raportului de compresiune între $\varepsilon = 6{,}05 \div 5{,}84$ pentru motorul normal şi corespunzător pentru cele supracomprimate. Măsurători efectuate prin sondaj asupra mai multor motoare de tipul studiat au arătat variaţii ale volumului camerei de ardere în lungul chiulasei după o lege fie convexă, fie concavă, după cum au apărut, prin turnare, deformaţii. De asemenea s-au remarcat şi depăşiri

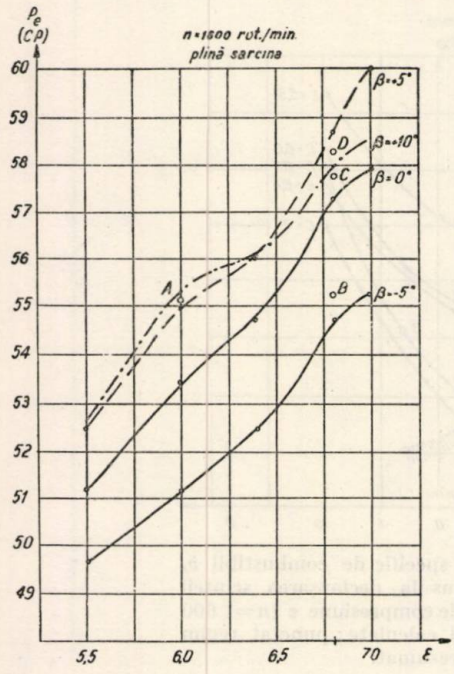


Fig. 8. — Variaţia puterii efective P_e în funcţie de raportul de compresiune ε, parametru avansul la declanşarea scînteii electrice β ($n = 1\,600$ rot/min; plină sarcină); valori calculate.

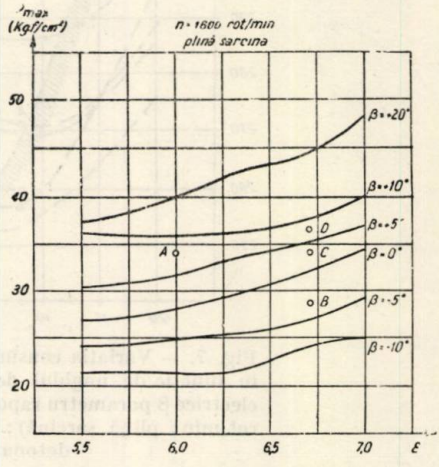


Fig. 9. — Variaţia presiunii maxime a ciclului p_{max} în funcţie de raportul de compresiune ε, parametru avansul la declanşarea scînteii electrice β ($n = 1\,600$ rot/min; plină sarcină); valori calculate.

ale limitelor prescrise. În figura 10 *a* se prezintă două tipuri de abateri: abaterea concavă (haşurat) şi abaterea convexă; în figura 10 *b*, se arată valoarea corespunzătoare a randamentului indicat în cazul în care cilindrul cu cel mai mare raport volumetric de compresiune a fost reglat la avansul la declanşarea scînteii electrice corespunzător limitei de detonaţie.

Din datele prezentate rezultă că pentru cazurile alese, care reprezintă situaţiile cele mai defavorabile dintre cele măsurate, randamentul variază între diferiţii cilindri cu 2%. O variaţie de acest ordin a randamentului indicat reprezintă o variaţie de 5÷10 g/CPh a consumului specific efectiv de combustibil între consumul cilindrilor extremi, în timp ce restul de cilindri vor avea depăşiri mai mici de consumuri, astfel că întregul motor va avea o depăşire de consum sub 2%.

4. Variațiile avansului la declanșarea scînteii electrice față de valorile optime sînt destul de mari și se datoresc următoarelor cauze :

— variația avansului cauzată de neuniformitățile camelor ruptorului ;

— variația eratică a avansului cauzată de dispozitivul centrifugal de modificare a avansului ;

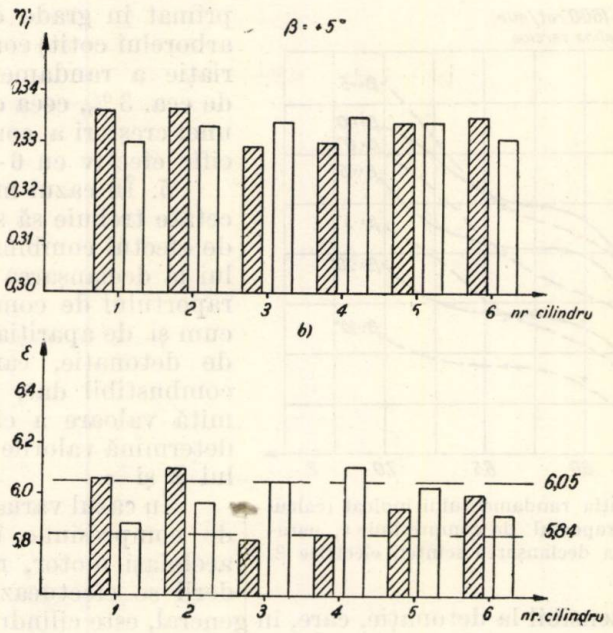


Fig. 10. — Influența neuniformității raportului de compresiune ε asupra economicității motorului SR-101 ; *a* — valoarea raportului de compresiune ε și *b* — randamentul indicat η_i' pentru diferiții cilindri a două motoare.

— variația eratică a avansului cauzată de dispozitivul de modificare a avansului prin depresiune.

Ultima variație afectează sarcinile parțiale.

Măsurători efectuate pe distribuitoare de aprindere de tipul 4D6 arată decalaje ale unghiului de rupere (în grade ale arborelui cotit) în medie de $\pm 2°$. Studiul modului de acționare a avansului centrifugal indică de asemenea abateri de la un distribuitor la altul care pot să atingă în medie $\pm 2°$. Cercetarea comparativă a legii de variație a avansului, realizată cu distribuitorul de tipul 4D6 și cu distribuitorul original P-21, arată că distribuitorul 4D6 realizează, la sarcini parțiale, o creștere a avansului mai mică decît cea obținută cu distribuitorul P-21. Măsurătorile prin sondaj efectuate asupra distribuitorului de aprindere arată că abaterea față de valoarea optimă este, în unele cazuri, mai mare decît abaterea tolerată de normele de fabricație și că în timpul exploatării, ca urmare a uzurilor, această abatere crește.

În diagrama din figura 11 se prezintă (după valori calculate) influenţa pe care o are variaţia avansului la declanşarea scînteii electrice asupra randamentului motorului. Se constată că influenţa este, în general, aceeaşi la diferite valori ale raportului de compresiune. O variaţie de cca 5° la declanşarea avansului prin producerea scînteii electrice (exprimat în grade de rotaţie ale arborelui cotit) conduce la o variaţie a randamentului indicat de cca. 3%, ceea ce corespunde unei creşteri a consumului specific efectiv cu 6÷12 g/CPh.

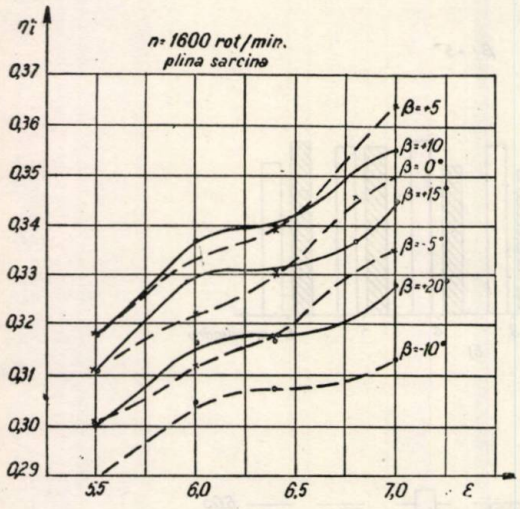


Fig. 11. — Variaţia randamentului indicat (calculat) în funcţie de raportul de compresiune ε, parametru avansul la declanşarea scînteii electrice β.

5. În cazul motoarelor cercetate trebuie să se ţină seama de efectul combinat al avansului la declanşarea scînteii şi al raportului de compresiune precum şi de apariţia fenomenului de detonaţie, care pentru un combustibil dat, avînd o anumită valoare a cifrei octanice, determină valorile admisibile ale lui β şi ε.

În cazul variaţiei raportului de compresiune între cilindrii aceluiaşi motor, reglajul aprinderii se efectuează după cilindrul cel mai sensibil la detonaţie, care, în general, este cilindrul cu volumul cel mai mic al camerei de ardere. În acest mod, în cazul cel mai defavorabil, ceilalţi cilindri vor fi reglaţi la valori ale avansului la declanşarea scînteii electrice mai mici decît cele pe care le pot tolera, datorită combinării efectului discutat la punctele *3* şi *4* ale acestei lucrări, aşa cum se arată în figura 12, unde se reprezintă variaţia randamentului efectiv în funcţie de raportul de compresiune pentru avansul admisibil (curba plină) şi variaţia randamentului efectiv la valori mai mici ale avansului (curbele punctate). Se presupune că motorul a fost reglat pentru condiţiile punctului *A*, care este caracterizat, spre exemplu, de ε = = 6,6 şi avansul corespunzător $\beta_{6,6}$.

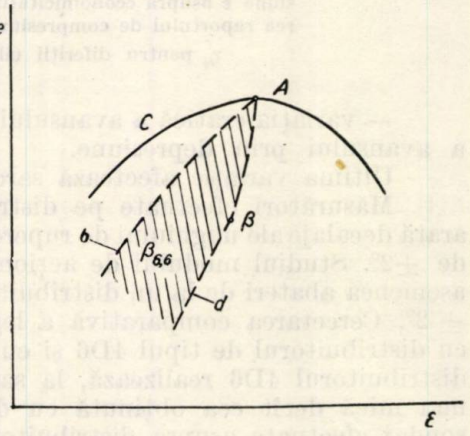


Fig. 12. — Variaţia randamentului efectiv, η_e în funcţie de raportul de compresiune ε, pentru diferite valori ale avansului la declanşarea scînteii electrice β.

Dacă ceilalți cilindri au valori ale raportului de compresiune mai mici, randamentul ciclului va varia conform curbei *b* (avansul fiind același $\beta_{6,6}$) în loc de curba *c* (care corespunde avansului admisibil). În realitate, pentru ceilalți cilindri avansul la declanșarea scînteii electrice prezintă abateri în minus față de valoarea $\beta_{6,6}$ (deoarece reglajul s-a făcut la limita de detonație pentru cilindrul cel mai sensibil la detonație), cuprinse între valoarea $\beta_{6,6}$ și β, care definește plaja *d*; în acest domeniu se situează randamentele efective ale celorlalți cilindri, care pot prezenta astfel variații mari față de valoarea punctului *A*. Spre exemplu, în condițiile motoarelor din figura 10, o cumulare a tuturor abaterilor admisibile la un distribuitor de aprindere pentru cilindrul cu raportul de compresiune cel mai mic conduce la o micșorare a economicității acestuia cu 5%, ceea ce corespunde la 15÷20 g/CPh. Evident că micșorarea economicității este mult mai mare dacă distribuitorul de aprindere are abateri mai mari, ca urmare a unei fabricații neîngrijite sau a uzurilor apărute în timpul exploatării.

★

Din studiul prezentat rezultă următoarele :

— cu o metodă relativ simplă de calcul al diagramei cvasireale a motorului cu aprindere prin scînteie este posibil să se determine influența unor factori constructivi și funcționali asupra performanțelor și economicității acestuia ;

— variațiile, în toleranțele de fabricație, separat ale raportului de compresiune și ale avansului la declanșarea scînteii electrice, conduc la modificări relativ reduse ale economicității motorului ;

— combinarea efectului variației raportului de compresiune și al avansului la declanșarea scînteii electrice la același motor determină o scădere apreciabilă a economicității.

— o cale pentru micșorarea consumului specific de combustibil constă în respectarea toleranțelor de variație ale raportului de compresiune, și în special ale funcționării distribuitorului de aprindere.

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ЭЛЕКТРОИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе приводится упрощенный метод определения квазиреального цикла двигателя с электроискровым зажиганием. В методе расчета прибегают к использованию термодинамических диаграмм и расчет ведется по конечным интервалам. При помощи полу-

ченных по такому расчету результатов, проверенных несколькими опытными определениями, доказывается возможность повышения экономичности двигателя SR — 101 путем изменения степени сжатия и опережения зажигания.

Далее анализируется эффект изменения степени сжатия в каждом цилиндре (одного и того же двигателя), а также эффект изменения опережения зажигания в пределах фабричных допусков; каждый из этих эффектов приводит к уменьшению на максимум 2% к.п.д. двигателя. Взамен инсуммированный эффект изменения степени сжатия и опережения зажигания в цилиндрах двигателя, может привести к изменению к.п.д. на 5%, что представляет 15 ... 20 г/л.с. час. Следовательно, для повышения экономичности двигателей необходимо принять все меры по соблюдению пределов, в которых может изменяться объем камеры сгорания и опережение зажигания в цилиндрах двигателя.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Расчет эволюции горения в коротком промежутке времени.

Рис. 2. — Изменение индикаторного к.п.д. η_i' (определенного по квазиреальным расчетным циклам) в зависимости от опережения зажигания β, для различных значений степени сжатия ε (положительные значения β представляют углы до Н.М.Т.).

Рис. 3. — Изменение удельного расхода горючего b_e в зависимости от степени сжатия ε, для различных скоростей вращения n (внешняя характеристика).

Рис. 4. — Изменение минимального удельного расхода горючего $b_{e\,min}$ в зависимости от степени сжатия ε для различных скоростей вращения n (точки соответствуют нагрузочным характеристикам).

Рис. 5. — Мощность P_e двигателя SR — 101, оборудованного компрессором, коробкой скоростей, стартером и водяным насосом, в зависимости от степени сжатия ε (по внешней характеристике) параметр — скорость вращения n.

Рис. 6. — Зависимость между опережением зажигания β и степенью сжатия ε для двух постоянных значений индикаторного к.п.д. η_i'.

Рис. 7. — Изменение удельного расхода горючего b_e в зависимости от угла опережения зажигания β; параметр степень сжатия ε ($n = 1600$ об/мин, полная нагрузка); расчетные значения; пунктиром обозначен предполагаемый режим перебоев (детонаций).

Рис. 8. — Изменение эффективной мощности P_e — в зависимости от степени сжатия ε; параметр опережения зажигания β, ($n = 1600$ об/мин, полная нагрузка); расчетные значения.

Рис. 9. — Изменение максимального давления в цикле p_{max} в зависимости от степени сжатия ε ; нараметр опережение зажигания β ($n = 1600$ об/мин, полная нагрузка); расчетные значения.

Рис. 10. — Влияние неравномерности степени сжатия на экономичность двигателя SR — 101; a — значение степени сжатия ε и b индикаторного к.п.д. η_i' для различных цилиндров двух двигателей.

Рис. 11. — Изменение индикаторного (расчетного) к.п.д. в зависимости от степени сжатия; параметр опережение зажигания.

Рис. 12. — Изменение эффективного к.п.д. η_e в зависимости от степени сжатия ε для различных значений опережения зажигания β.

INFLUENCE DU RAPPORT DE COMPRESSION ET DE L'AVANCE À L'ÉCLATEMENT DE L'ÉTINCELLE ÉLECTRIQUE SUR L'ÉCONOMIE DU MOTEUR À L'ALLUMAGE PAR ÉTINCELLE

RÉSUMÉ

Dans ce travail, les auteurs présentent une méthode simplifiée pour déterminer le cycle quasi-réel du moteur à l'allumage par étincelle. La nouvelle méthode de calcul utilise les diagrammes thermodynamiques et le calcul est fait pour des intervalles finis. Les résultats fournis par ce calcul et vérifiés par quelques déterminations expérimentales permettent de démontrer la possibilité d'augmenter l'économie du moteur SR — 101, par la variation du rapport de compression et de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique.

En continuant, les auteurs analysent l'effet de la variation du rapport de compression d'un cylindre à l'autre (dans le cas d'un seul moteur), ainsi que l'effet de la variation de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique, dans les limites des tolérances de fabrication ; chacun de ces effets conduit à une diminution de maximum 2 % du rendement du moteur. D'autre part, l'effet cummulatif de la variation du rapport de compression et de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique, entre les cylindres d'un même moteur, peut conduire à une variation du rendement de 5 %, représentant de 5 à 20 g/CVh. Il est donc nécessaire, afin d'augmenter l'économie des moteurs, de prendre toutes les précautions pour respecter les limites entre lesquelles peuvent varier le volume de la chambre de combustion et l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique des cylindres d'un même moteur.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Calcul de l'évolution de la combustion pendant un court laps de temps.

Fig. 2. — Variation du rendement indiqué η_i' (déterminé par le calcul de cycles quasi-réels) en fonction de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β, pour diverses valeurs du rapport de compression ε (les valeurs positives de β représentant des angles mesurés avant le point mort inférieur).

Fig. 3. — Variation de la consommation spécifique de combustible b_e, en fonction du rapport de compression ε, pour diverses vitesses de rotation n (caractéristique extérieure).

Fig. 4. — Variation de la consommation spécifique minimum de combustible $b_{e\,min}$, en fonction du rapport de compression ε pour diverses vitesses de rotation n (points correspondant aux caractéristiques partielles).

Fig. 5. — Puissance P_e du moteur SR-101, équipé avec compresseur, boîte de vitesses, dynamo et pompe à eau, en fonction du rapport de compression ε (selon la caractéristique extérieure), avec la vitesse de rotation n comme paramètre.

Fig. 6. — Interdépendance entre l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β et le rapport de compression ε pour deux valeurs constantes du rendement indiqué η_i'.

Fig. 7. — Variation de la consommation spécifique de combustible b_e en fonction de l'angle d'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β, avec le rapport de compression ε

comme paramètre ($n = 1\,600$ rot/min ; pleine charge) ; valeurs calculées ; le régime détonant présumé en pointillé.

Fig. 8. — Variation de la puissance effective P_e, en fonction du rapport de compression ε, le paramètre étant l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β ($n = 1\,600$ rot/min ; pleine charge) ; valeurs calculées.

Fig. 9. — Variation de la pression maximum du cycle p_{max} en fonction du rapport de compression ε, avec l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β comme paramètre ($n = 1\,600$ rot/min ; pleine charge) ; valeurs calculées.

Fig. 10. — Influence de la non-uniformité du rapport de compression ε sur l'économie du moteur SR-101 ; a — valeur du rapport de compression ε et b — rendement indiqué η_i' pour chacun des cylindres de deux moteurs.

Fig. 11. — Variation du rendement indiqué η_i (calculé) en fonction du rapport de compression ε, le paramètre étant l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β.

Fig. 12. — Variation du rendement effectif η_e en fonction du rapport de compression ε, pour diverses valeurs de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique β.

BIBLIOGRAFIE

1. C. ARAMĂ, A. C. VASILESCU, G. ZĂTREANU, *Contribuţii la studiul experimental al detonaţiei incipiente în motoarele cu aprindere prin scînteie pentru autocamioane.* Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *1*, 57 (1957).
2. C. ARAMĂ, CH. VASILIU, I. ŞTEFAN, *Reducerea consumului specific de combustibil prin supracomprimare şi modificarea avansului la aprindere.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *2*, 261 (1960).

CONSIDERAȚII PRIVIND GAZIFICAREA SUB PRESIUNE A CĂRBUNILOR CU REFERIRE LA LIGNIȚII DIN R.P.R.*)

DE

I. BLUM, M. MIHAIL, B. BERCOVICI, FR. BOLCHI și AL. BĂDĂRĂU

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Gazificarea, care reprezintă procesul termo-chimic de transformare integrală a combustibililor solizi și lichizi în combustibili gazoși, constituie o cale rațională de valorificare a ligniților, date fiind avantajele pe care le prezintă utilizările gazelor combustibile : substituirea cu succes a combustibililor superiori pentru ars direct în focare, încălzirea orașelor, pentru alimentarea motoarelor cu ardere internă, ca materie primă pentru industria chimică de sinteză etc.

Avantajele folosirii gazelor ca sursă termoenergetică sînt : suplețea utilizării în diferite ramuri industriale, posibilitatea reglajului precis al debitului și a atmosferii de lucru necesare, obținerea de temperaturi ridicate, ușurința de transport, obținerea de randamente ridicate, simplificarea construcției focarelor etc.

Pentru anumite necesități industriale ca și pentru încălzitul domestic sînt necesare gaze cu puteri calorifice ridicate, care pot fi transportate la distanță. Astfel pentru cuptoarele Martin și pentru laminoare sînt prevăzute gaze cu 1 800 — 3 500 kcal/Nm^3, iar standardele europene prevăd pentru încălzitul orașelor, gaze cu 4 200 kcal/Nm^3 .

În trecut, în afară de gazele naturale, erau luate în considerație, pentru acest scop, numai gazele provenite din pirogenarea huilelor, respectiv gazele provenite din uzinele de gaz propriu-zise sau din cocserii. Cuptoarele de cocsificare nu se pretează însă la variațiile de consum, productivitatea

*) Lucrare comunicată în sesiunea științifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 24 februarie 1961.

lor fiind practic constantă; în afară de aceasta, ele sînt situate în general în anumite regiuni industriale, în apropiere de materia primă.

Numărul consumatorilor de gaze a crescut în prezent considerabil datorită avantajelor utilizării gazelor. De aceea, a fost necesară crearea unor mijloace suplimentare de producţie.

Gazele care pot intra în consideraţie [21], [25], [34] pentru substituirea sau completarea gazelor de pirogenare sînt : gazul de apă carburat, gazele obţinute prin conversia oxidantă a produselor naturale cu mare putere calorifică, gazele de amestec şi gazele obţinute prin procesul de gazificare sub presiune.

2. GAZUL DE APĂ CARBURAT

Acest tip de gaz a fost primul care a putut completa vîrfurile de consum şi substitui gazul de cocserie — aşa-numitul gaz aerian, denumire evident necorespunzătoare.

Acest procedeu s-a dezvoltat axîndu-se pe procedeul clasic de obţinere a gazului de apă, folosind ca materie primă cocs sau antracit; prin carburarea acestuia cu uleiuri combustibile se obţine un gaz cu o putere calorifică de ordinul a 4 200 kcal/Nm^3.

Instalaţii care produc gaz de apă carburat funcţionează în prezent în numeroase ţări : Franţa, Germania, Japonia etc. [26].

3. GAZE OBŢINUTE PRIN CONVERSIA OXIDANTĂ A HIDROCARBURILOR GAZOASE ŞI LICHIDE

După cel de-al doilea război mondial şi în special după anul 1950 au luat o mare dezvoltare procedeele care prelucrează prin conversie oxidantă hidrocarburile gazoase şi lichide : gaze naturale, gaze reziduale din rafinăriile de petrol, propan, uleiuri combustibile [6] [21].

Gazele obţinute prin aceste procedee au puterile calorifice după necesităţi între 1 500—4 000 kcal/Nm^3.

4. GAZE DE AMESTEC

Problema substituirii gazelor pentru anumite utilizări fiind destul de complexă, se tinde uneori să se distribuie în reţea amestecuri de mai multe gaze de diferite tipuri, după indicii de calitate ceruţi. Amestecurile se realizează [5] cu ajutorul diagramei Delbourg, ale cărei coordonate sînt respectiv indicele Wobbe $P/\sqrt{\delta}$ (în care P este puterea calorifică, iar δ este densitatea gazului în raport cu aerul) şi un *potenţial de combustie* legat empiric de compoziţia gazului. Aceste gaze au puterea calorifică de ordinul a 4 000 kcal/Nm^3.

5. GAZIFICAREA SUB PRESIUNE

În procedeele prezentate pentru obținerea unui combustibil gazos cu putere calorifică ridicată, transportabil la distanță, asemănător gazului de cocserie, a fost necesar să se aducă anumite ameliorări (adaose de hidrocarburi etc.) gazelor obținute prin gazificare.

Pe de altă parte, s-a căutat să se perfecționeze însuși procesul de gazificare prin îmbogățirea agentului de insuflaj cu oxigen, adică prin micșorarea conținutului de gaze inerte (azot).

O dată cu creșterea conținutului de oxigen, din agentul de insuflaj, puterea calorifică a gazului crește pînă la un plafon de ordinul a cca. 2 800 kcal/Nm^3 [13], [25]. În consecință, procedeele care lucrează la presiunea atmosferică nu mai permit o creștere a puterii calorifice a gazelor obținute ca atare. De aceea s-au întreprins cercetări de gazificare a cărbunilor la presiuni mai ridicate.

5.1. CONSIDERAȚII TEORETICE ASUPRA PROCEDEULUI DE GAZIFICARE SUB PRESIUNE

S-a observat că ridicarea presiunii are ca efect sinteza metanului în patul de combustibil; însă compoziția gazului este influențată nu numai de presiune, ci și de temperatură.

Prin ridicarea presiunii rezultă o creștere a conținutului de metan în gaz, deși coeficientul de creștere nu are aceeași valoare la presiuni mai înalte; în general cantitatea de CH_4 formată crește aproximativ cu logaritmul presiunii.

Mărirea temperaturii în patul de combustibil, peste o anumită valoare, înhibă formarea metanului; cu cît temperatura este mai înaltă, cu atît cantitatea de CH_4 din gaz este mai mică chiar la presiuni ridicate.

Dependența compoziției gazului, în funcție de presiune și temperatură, este prezentată în figurile 1 și 2 [22].

Reacțiile fundamentale de formare a metanului în procesul de gazificare sub presiune sînt exoterme și au loc cu micșorarea volumului; aceasta înseamnă că mărirea presiunii și scăderea temperaturii trebuie să favorizeze formarea metanului.

Aceste aspecte au fost confirmate în urma realizării industriale a gazogenelor sub presiune.

În figurile 3 și 4 se prezintă compoziția gazului brut și epurat, cît și puterea calorifică în funcție de presiunea de gazificare.

Din diagrame se observă că, conducînd procesul de gazificare cu insuflaj de abur și oxigen, la presiuni înalte gazul se îmbogățește în CH_4 și CO_2, iar conținutul de CO și H_2 scade.

Datorită măririi conținutului de CH_4 puterea calorifică a gazului crește simțitor.

În figura 5 se prezintă variaţia randamentului şi a puterii calorifice a gazului, precum şi a consumului specific de oxigen în raport cu presiunea.

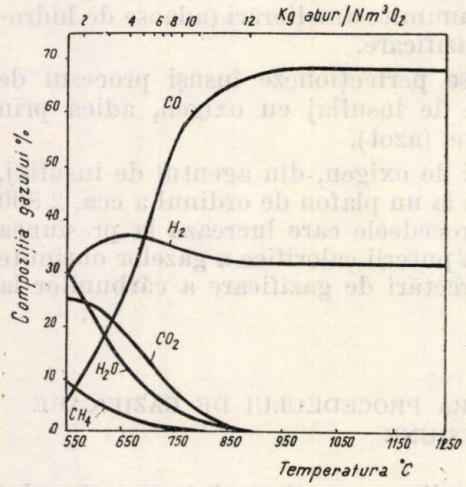


Fig. 1. — Compoziţia gazului în funcţie de temperatură, la 1 ata.

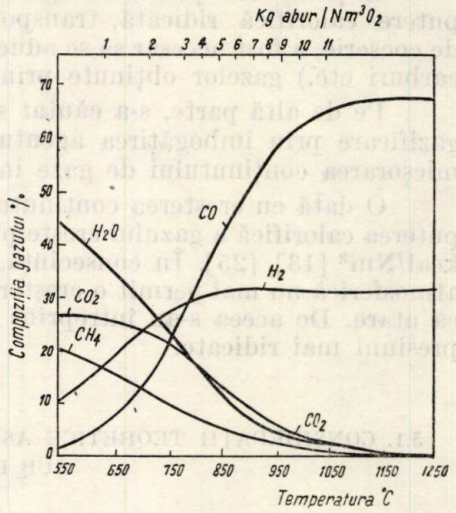


Fig. 2. — Compoziţia gazului în funcţie de temperatură, la 20 ata.

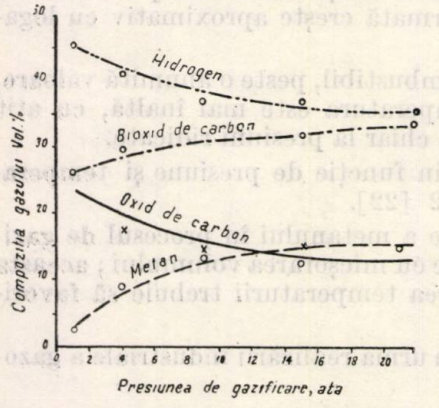


Fig. 3. — Compoziţia gazului brut în funcţie de presiunea de gazificare.

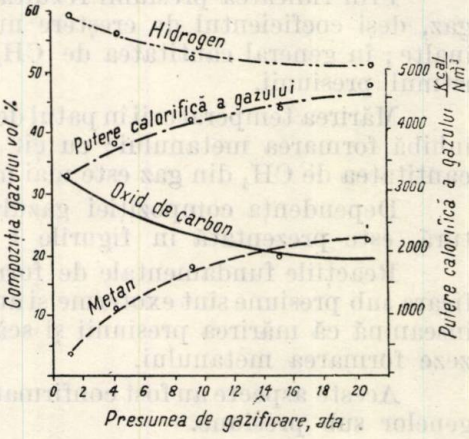


Fig. 4. — Compoziţia şi puterea calorifică a gazului epurat de CO_2, în funcţie de presiunea de gazificare.

Din diagramă rezultă că consumul de oxigen scade pe măsura creşterii presiunii. Aceasta se explică prin următoarele : în gazificarea la presiunea atmosferică căldura necesară reacţiilor de reducere este obţinută

prin reacțiile cu oxigen care sînt exoterme; cu creșterea presiunii se dezvoltă reacțiile exoterme de formare a metanului și, în parte, de oxidare a oxidului de carbon. Astfel, o bună parte din cantitatea de căldură, necesară reacțiilor de reducere, este acoperită de reacțiile exoterme ceea ce duce la micșorarea cantității de căldură care trebuie furnizată prin consumul de oxigen.

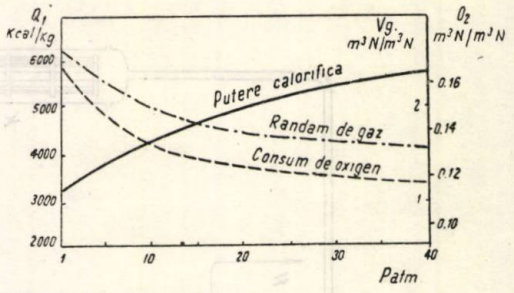


Fig. 5. — Variația puterii calorifice, randamentului și consumului de oxigen, în funcție de presiune, în procesul de gazificare.

Importanța aplicării procedeului de gazificare sub presiune a cărbunilor în R.P.R. este pusă în evidență și de Directivele celui de-al III-lea Congres al P.M.R. din 1960, în care se prevăd studii privind posibilitățile de înnobilare și valorificare complexă a lignitului prin gazificare sub presiune etc., pentru a se asigura utilizarea cea mai economică a acestui combustibil.

5.2. DESCRIEREA UNEI INSTALAȚII DE GAZIFICARE SUB PRESIUNE

Dezvoltarea procedeului de gazificare sub presiune a combustibililor solizi a început în anul 1930, în Germania, în cadrul firmei „Lurgi Gesellschaft für Wärmetechnik". În anul 1936 s-a construit și pus în funcțiune prima instalație industrială la A.G. Sächsische Werke la Hirschfelde (lîngă Zittau), care avea două generatoare mici cu ∅ 1,25 m. În anul 1939 s-a construit o a doua instalație la Böhlen, lîngă Leipzig, care cuprinde 5 generatoare cu ∅ 2,6 m (extinse apoi la 10 generatoare în 1943); în 1943 s-a construit la Brux în Cehoslovacia o instalație cu 4 generatoare de ∅ 2,6 m.

În procedeele de gazificare sub presiune-Lurgi-combustibilul este gazificat continuu și complet, la o presiune de 10—30 at.

O schemă a procesului tehnologic [23], care reprezintă instalația de la Böhlen, este arătată în figura 6.

Se admit la gazificare combustibili cu umiditate pînă la 20% și cenușă pînă la 30%, iar punctul de fuziune al acesteia să fie peste 1080°. Zgura evacuată are un conținut de 5—6% carbon nears.

Temperatura zonei de reacție este 1 000—1 150°.

Raportul dintre componența agentului de insuflare, adică între aburul supraîncălzit și oxigen, este funcție de reactivitatea combustibilului și de punctul de fuziune al cenușii; raportul kg abur : m^3O_2 este 6—8.

Generatorul funcționează normal cca. 250 zile/an, incluzînd cca 30 opriri care totalizează 90 ore.

Pentru a menține o putere calorifică ridicată a gazului, volumul de abur utilizat este păstrat cît mai jos posibil.

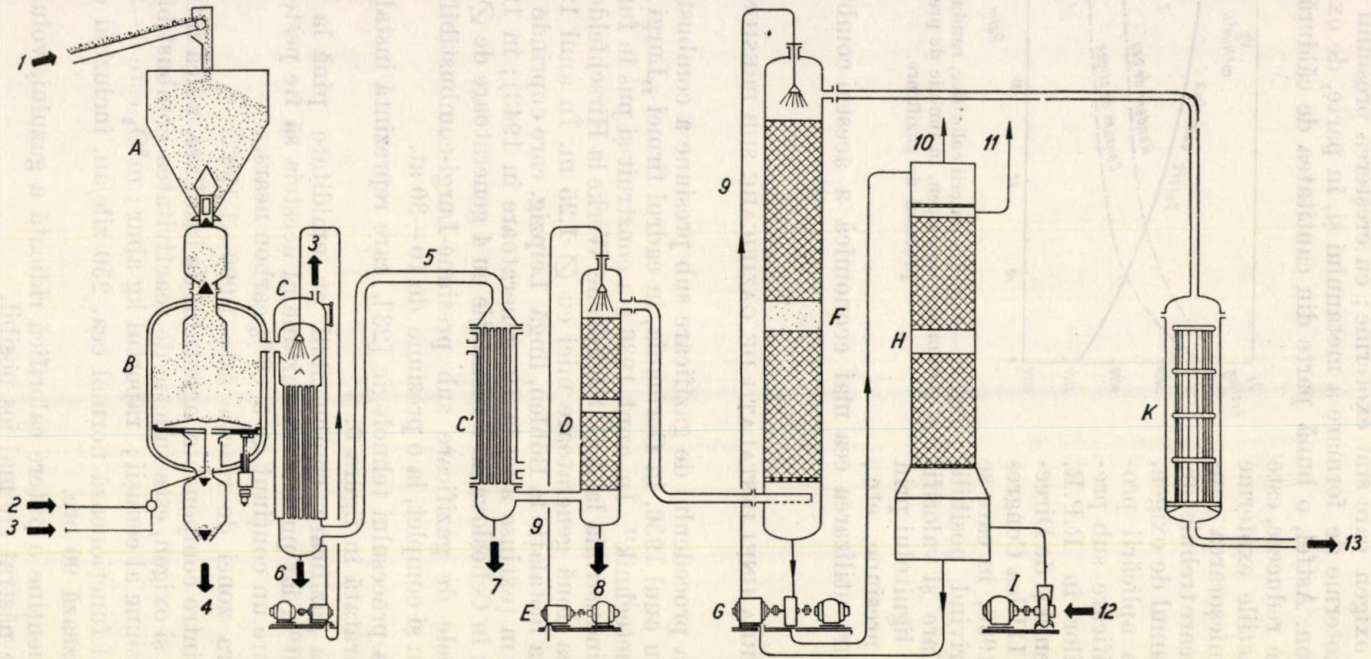


Fig. 6. — Instalaţia de gazificare sub presiune.

A — siloz de cărbune ; 50—60 t ; B — + generator de gaze ; Ø 2,6 m ; C — răcitor primar ; *1* — cărbune ; *2* — oxigen ; *3* — abur ; *4* — Cenuşă ; *5* — gaz brut ; *6* — gudron + apă ; C' — răcitor secundar ; D — scruber pentru epurarea gazului de ulei şi benzină ; E — pompa pentru uleiul de spălare ; *7* — gudron + ulei + apă ; *8* — benzină + ulei de spălare ; *9* — ulei de spălare curat ; F — scruber pentru epurare de CO_2 ; G — agregat pompă — turbină ; H — turn de aerisire ; I — suflantă ; *10* — gaze de detentă ; *11* — aer uzat ; *12* — aer ; K — instalaţie de desulfurare ; *13* — gaz epurat.

Un generator poate fi pornit, de la rece, în 12—18 ore şi are o mare suplețe de producție, funcție de necesități (fig. 7).

Oxigenul necesar gazificării este furnizat de o instalație Linde-Fraenkel şi are o puritate de 95%; acesta este dirijat la generator prin compresoare, la 23 at şi 40°.

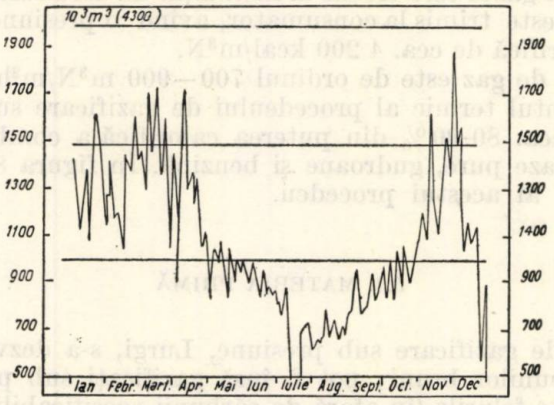


Fig. 7. — Variația producției de gaz în anul 1958, instalația Dorsten.

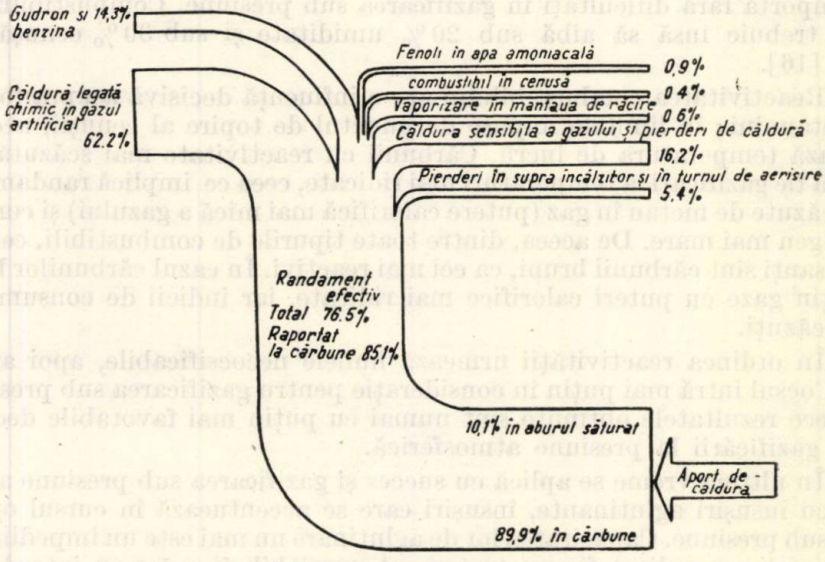


Fig. 8. — Bilanțul termic al gazificării sub presiune.

Aburul ajunge în instalație la 380° şi este supraîncălzit la 500°, prin arderea gazului evacuat din cutia de încărcare.

Gazul brut părăseşte generatorul cu o temperatură de 300—350° şi trece în instalația de epurare.

În răcitorul primar, gazul brut este răcit pînă la 150—160°, eliminîndu-se gudronul, praful şi apa; gazul este trecut apoi în răcitorul tubular secundar, unde se separă resturile de gudron, ulei şi apă; de aici gazul trece într-un spălător cu ulei, unde se absoarbe benzina şi într-un scruber cu apă sub presiune, umplut cu inele Rasching, unde se elimină CO_2 şi o parte din H_2S; de aici gazul este trecut la instalaţia de desulfurare cu masă lux, şi astfel epurat este trimis la consumator, avînd o presiune de cca. 20 at şi o putere calorifică de cca. 4 200 kcal/m³N.

Producţia de gaz este de ordinul 700—900 m³N/m²h.

Randamentul termic al procedeului de gazificare sub presiune este relativ mare; cca. 80-90% din puterea calorifică a combustibilului este recuperată în gaze pure, gudroane şi benzină. În figura 8 este prezentat bilanţul termic al acestui procedeu.

5.3. MATERIA PRIMĂ

Procesul de gazificare sub presiune, Lurgi, s-a dezvoltat, bazat pe gazificarea cărbunilor bruni; pot fi însă gazificaţi sub presiune cărbuni mărunţi de toate felurile (în afară de cărbunii cocsificabili), cu granulaţia 2—20 mm. Combustibilii predispuşi la mărunţire (exfoliere) prin efectul încălzirii sau a uscării, care nu pot fi gazificaţi la presiunea atmosferică, se comportă fără dificultăţi în gazificarea sub presiune. Combustibilii utilizaţi trebuie însă să aibă sub 20% umiditate şi sub 30% cenuşă [4], [12], [16].

Reactivitatea combustibilului are o influenţă decisivă asupra formării metanului; în limitele impuse de punctul de topire al cenuşii, aceasta dirijează temperatura de lucru. Cărbunii cu reactivitate mai scăzută trebuie să fie gazificaţi la temperaturi mai ridicate, ceea ce implică randamente mai scăzute de metan în gaz (putere calorifică mai mică a gazului) şi consum de oxigen mai mare. De aceea, dintre toate tipurile de combustibili, cei mai interesanţi sînt cărbunii bruni, ca cei mai reactivi. În cazul cărbunilor bruni se obţin gaze cu puteri calorifice mai ridicate, iar indicii de consum sînt mai scăzuţi.

În ordinea reactivităţii urmează huilele necocsificabile, apoi antraciţii. Cocsul intră mai puţin în consideraţie pentru gazificarea sub presiune, deoarece rezultatele obţinute sînt numai cu puţin mai favorabile decît în cazul gazificării la presiune atmosferică.

În ultima vreme se aplică cu succes şi gazificarea sub presiune a huilelor cu însuşiri aglutinante, însuşiri care se accentuează în cursul operaţiilor sub presiune. Capacitatea lor de aglutinare nu mai este un impediment, deoarece li s-a aplicat fie un tratament prealabil, fie că s-au introdus în gazogen anumite dispozitive; un agitator cu braţe orizontale răcite, care mişcă în permanenţă cărbunele aflat în înmuiere şi împiedică formarea unui strat compact care ar bloca drumul gazelor.

Pentru gazificarea sub presiune poate fi utilizat orice tip de combustibil solid, în special combustibilii disponibili, ieftini; instalaţia de gazifi-

Tabela 1

Indicii de gazificare obținuți pentru diferiți combustibili

Caracteristici Cărbune		Turbă Irlanda	Lignit Iugoslav		Lignit de Ratiskovice	Lignit de Rovinari R.P.R.	Cărbuni de Sokolov	Cărbuni din Germania Mijlocie	Cărbuni de MOST		Cărbuni bruni de Novaky	Cărbune brun de Renania	Cărbune brun de Böhlen	Cărbuni bruni unguresti	Cărbune brun de Knorpel	Cărbune brun de Australia	Cărbuni boghead Scoția	Cărbuni bruni bătrîni din Cehia de Nord neuscați	Huilă aglutinantă Ruhr	Huilă neaglutinantă Africa de Sud	Huilă Pakistan.	Huilă slabă Belgia.	Antracit Coreea	Semicocs din cărbuni bruni MOST	Cocs Praga	Cocs metalurgic Ruhr	
			brut	uscat					brut	uscat																zgură solidă	zgură lichidă
CĂRBUNE:																											
Umiditate	%	22,1	43,1	13,2	31,3	18,0	20,2	18,7	30,0	15,2	39,7	23,5	18,7	18,5	20,2	15,6	8,4	20,5	2,5	10,5	4,5	1,0	7,0	15,9	15,7	14,4	—
Cenușă	%	2,4	12,1	14,5	19,4	27,3	10,4	10,5	14,5	15,2	18,0	4,2	10,5	15,6	4,6	1,6	28,5	5,8	22,4	21,8	12,9	9,9	14,5	20,1	24,1	6,8	—
Carbon fix	%	23,6	44,8	72,3	—	20,8	69,4	26,0	—	—	42,3	33,8	26,0	65,9	35,4	42,2	38,4	73,7	45,2	44,4	42,6	77,7	76,4	53,2	60,2	77,8	—
Materii volatile	%	51,9	—	—	—	33,9	—	44,8	—	—	—	38,5	44,8	—	39,8	40,6	24,7	—	29,9	23,3	40,6	11,7	2,1	10,8	—	1,0	—
Gudron (Fischer)	%	10,4	4,3	6,9	5,6	6,3	12,9	14,5	11,2	15,2	4,9	8,4	14,5	6,3	10,0	5,6	5,7	12,5	14,5	4,7	14,6	1,1	0,4	2,8	0,7	—	—
Sulf combustibil	%	0,1	1,4—0,7	1,2	—	0,7	0,5	2,0	—	1,7	1,0	0,3	2,0	1,4	0,3	—	1,3	—	1,3	0,8	5,45	1,9	0,2	1,1	—	—	—
Putere calorifică sup.	kcal/kg	4 195	2 830	4 506	3 270	3 320	4 900	4 950	4 120	5 100	—	4 580	4 950	4 400	4 743	—	4 632	5 450	6 040	4 875	6 180	7 551	6 450	5 250	5 020	6 430	—
Granulația	mm	briche-te	5—35	3—30	3—40	3—15	3—30	1—15	3—30	3—25	5—50	1—5	1—15	2—40	1—5	brich.	10—30	3—35	10—30	15—50	3—20	3—15	3—20	3—20	3—40	5—15	—
Punct de topire a cenușii	°C	1 380	1 150	1 080	1 375	1 270	1 500	—	1 300	—	1 300	1 380	—	1 150	1 380	—	>1500	—	—	1 325	1 224	1 420	>1500	—	—	—	—
Condiții de gazificare:																											
Presiunea	at	15	20	20	20	22	20	20	20	20	20	25	20	20	26	—	21	20	22	24,5	11,3	21,5	20	20	20	20	4
Raportul de insuflaj abur/oxigen.	kg/Nm³	7,0	9,0	7,6	7,5—8,5	6,9	8,4	9,0	8,4	7,8	6,9	7,1	9,0	9,3	7,8	—	7,0	—	7,3	7,2	7,5	7,6	7,0	9,7	7,2	7,6	—
Analiza gazului brut:																											
CO_2	%	33,0	36,4	32,5	34,7		31,8	31,5	30,0	26,8	35,0	30,7	31,5	32,0	32,2	34,0	31,0	26,9	28,8	30,2	31,5	28,1	30,8	36,3	32,0	35,3	4,0
H_2S	%	0,1	0,6	0,55	—	29,5	0,2	1,4	0,4	0,4	0,5	0,2	1,4	0,6	0,1			0,5	0,4	0,3			0,05	0,4	0,2	0,1	—
Cn Hm	%	0,6	0,2	0,2	0,3	0,6	0,3	0,8	0,4	0,3	0,2	0,5	0,8	0,4	0,5	0,4	0,2	0,4	0,5	0,2	0,6	0,2	0,05	0,0	0,2	0,0	—
CO	%	17,4	9,0	13,9	12,0	18,7	14,2	14,3	12,4	12,4	12,0	19,1	14,3	12,5	17,4	14,6	17,4	17,9	18,5	17,4	16,5	19,6	24,0	7,3	12,3	18,8	68,8
H_2	%	37,1	41,3	38,6	41,4	38,9	39,5	35,5	44,0	46,1	41,8	37,2	35,5	40,2	37,2	35,8	42,5	41,3	41,1	42,0	41,8	43,7	41,2	46,8	45,9	42,5	26,1
CH_4	%	11,2	8,7	12,7	8,9	11,6	12,5	15,5	11,1	12,2	8,0	11,8	15,5	11,5	12,1	13,5	8,4	10,9	10,0	9,4	8,8	7,9	3,1	7,5	7,9	2,8	0,0
N_2	%	0,6	3,6	1,4	2,4	0,7	1,2	1,0	1,5	1,5	1,3	0,5	1,0	2,5	0,5	1,7	0,5	1,8	0,7	0,5	0,8	0,5	0,8	1,6	1,3	1,5	1,1
Puterea calorifică a gazului brut.	kcal/Nm³	2 815	2 170	2 502	2 243	2 972	2 543	3 104	2 560	2 740	2 264	2 910	3 104	2 500	2 880	—	—	2 670	2 850	2 750	—	—	2 295	2 085	2 268	2 130	—
Puterea calorifică a gazului epurat, (2 % CO_2)	kcal/Nm³	4 040	3 400	3 600	3 370	4 017	3 620	4 470	3 530	3 600	3 820	4 110	4 470	3 520	4 160	4 290	3 757	3 550	3 920	3 920	3 848	3 679	3 240	3 200	3 400	3 245	—
Rand. gaz brut. rap. la m.c.	m³ N/t	1 390	1 400	1 690	1 050	1 453	1 440	1 360	1 570	1 630	1 280	1 700	1 360	1 690	1 780	—	2 060	1 800	2 150	2 660	1 960	2 830	3 000	—	—	3 190	—
Consumul de oxigen ptr. gazul brut.	m³ N/m³ Ngaze	0,103	0,180	0,118	0,131	0,127	0,118	0,099	0,150	0,128	0,201	0,102	0,099	0,106	0,092	0,181	0,151	0,164	0,150	0,139	0,132	0,146	0,210	(0,24)	0,205	0,209	—
Consumul de abur, ptr. gazul brut.	kg/Nm³ gaze	0,717	1,62	0,895	0,98	0,87	1,0	0,894	1,26	0,99	1,39	0,720	0,894	0,985	0,720	0,86	0,898	—	1,098	1,010	0,988	1,15	1,47	(2,4)	1,48	1,582	0,85
Rand. termic de gazificare	%	85,6	—	—	—	90	—	84,3	—	—	—	94,6	84,3	—	96,2	88—92	87,9	—	90,6	92,9	84,6	94,2	84,0	—	—	89,3	—
Rand. de gudron rap. la val. anal.	%	65,1	—	—	—	73	—	83,3	—	—	—	83,0	83,3	—	56,0	—	29,2	—	68,5	57,0	78,3	—	—	—	—	—	—
Căldura conținută în gaz	kcal/Nm³O_2	27 400	12 100	21 200	17 200	—	21 500	31 300	17 100	21 400	—	28 500	31 300	—	31 300	—	17 100	16 300	19 000	19 600	19 600	17 870	10 950	—	—	10 200	—

care se montează în apropierea locului de exploatare, iar gazele obținute sînt transportate la distanță și utilizate după necesități.

În tabela 1 se prezintă caracteristicile combustibilului și indicii de gazificare obținuți [3], [13], [16] pentru diferiți cărbuni:

Din indicii prezentați rezultă:

Consumul de oxigen necesar gazificării crește cu gradul de incarbonizare, adică cu micșorarea reactivității combustibilului; pentru cărbunii bruni se consumă 0,1 — 0,13, pentru huile 0,13 — 0,15, iar pentru antracit și cocs cca. 0,2 $m^3N\ O_2/m^3N$ gaz.

Consumul de abur crește în același sens ca și consumul de oxigen; astfel pentru cărbunii bruni este 0,7 —1 pentru huile 1 — 1,4, pentru antracit cca. 1,5 kg abur/m^3N gaz.

Căldura conținută în gaz exprimată în kcal/$m^3N\ O_2$, descrește cu gradul de incarbonizare al cărbunilor de la 30 000 —28 000 pentru cărbunii bruni, la cca. 19 000 pentru huile și cca 10 000 pentru antracit.

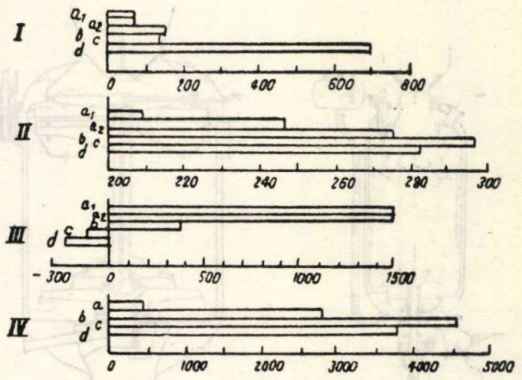


Fig. 9. — Randament de gazificare; consum de oxigen, abur și lucru mecanic.

Puterea calorifică a gazului epurat descrește în sens invers cu gradul de incarbonizare al cărbunilor; pentru cărbunii bruni este 4 000 —4 500, pentru huile 3 500 —3 900, pentru antracit 3 000 —3 200 kcal/m^3N.

Randamentul în gaz, raportat la masa combustibilă a cărbunelui, crește cu gradul de incarbonizare; pentru cărbuni bruni 1,3 —1,6, pentru huile 1,6 —2,6, pentru antracit cca. 3 Nm^3 gaz/kg m.c.

Randamentul în gudron raportat la valoarea analitică, aceea determinată prin semicarbonizarea Fischer-Hempel, este pentru cărbunii bruni 70 —83 %, pentru huile 55 —70 %.

În figura 9 se prezintă diagrama comparativă a unor procedee de gazificare, în privința randamentului de gazificare, necesarului de oxigen, abur și energie [8].

5.4. PERFECȚIONĂRI ADUSE INSTALAȚIILOR DE GAZIFICARE SUB PRESIUNE, LURGI

— Prin anumite perfecționări aduse pe parcurs instalațiilor Lurgi s-a creat posibilitatea gazificării, în condiții bune, și a huilelor cu însușiri de aglutinare.

— Capacitatea de producție a generatoarelor Lurgi a crescut prin mărirea diametrului util al generatorului; astfel de la un diametru de 1,250 m în 1936 la instalația de la Hirschfeld s-a ajuns la un diametru de 3,9 m la instalația de la SASOL (Africa de Sud), în 1956.

— La gazogenele construite pînă în 1944 grătarul mobil (rotativ) era fixat de un ax tubular (fig. 10), prin care trecea agentul de gazificare, prin mantaua gazogenului.

— Prin acesta grătarul era ferit de pericolul arderii şi a coroziunii. Pentru debite mai mari acest sistem nu mai prezenta însă o etanşeitate suficientă. S-a trecut la montarea lagărelor şi a coroanei dinţate a mecanismului de acţionare a grătarului direct în cuva gazogenului, pentru a asigura o racordare etanşă între conducta agentului de gazificare şi mantaua gazogenului. Aceasta s-a realizat folosindu-se un lagăr legat prin trei braţe tubulare cu mantaua de răcire a gazogenului; coroana dinţată era prevăzută deocamdată cu sistem de răcire cu apă. La gazogenul cu diametru 2,6 m acest sistem a dat rezultate satisfăcătoare.

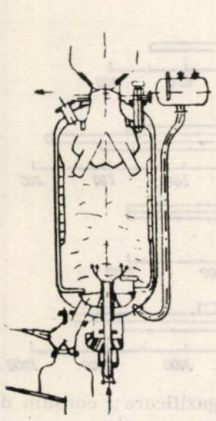


Fig. 10. — Generatorul cu ∅ = 2,6 m.

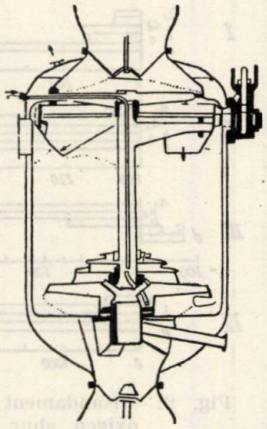


Fig. 11. — Generatorul cu ∅ = 3,7 m.

— Pentru gazogene mai mari s-a preconizat ca grătarul şi distribuitorul de cărbune (fig. 11) să fie legate solidar printr-un ax găuit; — mecanismul de acţionare se află în spaţiul de deasupra patului de combustibil [11].

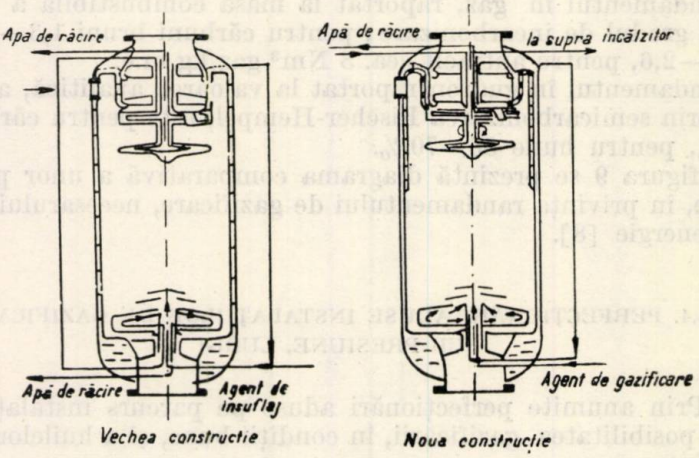


Fig. 12. — Modificări tehnice la generatorul sub presiune.

În cursul exploatării s-au constatat o serie de dificultăţi ca de exemplu pătrunderea unei cantităţi însemnate de apă în gazogen, datorită faptului că grătarele răcite cu apă nu au putut fi perfect etanşate. Pentru

înlăturarea acestui inconvenient s-a înlocuit răcirea cu apă prin răcirea cu vapori din mantaua generatorului (fig. 12). După această modificare producția generatorului a crescut brusc.

— O altă ameliorare a constat în reducerea temperaturii aburului de insuflaj. Înainte se considera că raportul componentelor agentului de insuflaj trebuia să fie abur : $O_2 = 6 : 1$; din cantitatea de abur supraîncălzit introdusă urma să fie descompusă numai 25% iar restul de 75% rămasă nedescompusă ar fi fost necesară pentru împiedicarea zgurificării.

Treptat, s-a redus temperatura aburului de insuflaj, reducîndu-se în același timp și cantitatea, fără a provoca topirea zgurii. Ca urmare a acestei măsuri, consumul de cărbune gazificat a crescut cu cca. 55%, producția de gaz s-a mărit cu 70%, iar consumul de oxigen a crescut numai cu 45%.

În tabela 2 se prezintă creșterea productivității instalației de la Dorsten, în urma modificării constructive a generatorului — înlocuirea răcirii grătarului cu apă, prin răcire cu aburi—precum și reducerea cantității și temperaturii aburului.

Tabela 2

Creșterea productivității instalației de la Dorsten în urma modificărilor aduse

Producția de gaz în m^3/zi și generator	*a.* — planificată : 225 000 (100%) *b.* — în urma modificărilor constructive 315 000 (140%) (răcirea cu abur a grătarului) *c.* — în urma funcționării uscate : 385 000 (171%)
Consumul de oxigen (96%) în m^3/h	*a.* — planificat : 11 000 (100%) *b.* — după modificările făcute : 13 000 (118%)
Producția întregii instalații (6 generatoare) în m^3/zi	*a.* — planificată : 1 350 000 *b.* — după modificările făcute : 1 650 000

Un progres însemnat s-a realizat la epurarea gazelor rezultate din gazificarea sub presiune, prin procedeul Rectisol. Acest procedeu realizează întreaga epurare a gazelor într-o singură instalație, prin spălarea gazului cu metanol la temperaturi joase, înlocuind astfel cele 5 unități ale vechii instalații de purificare. Principiul de funcționare este următorul :

Gazul brut este introdus în partea inferioară a unui turn de spălare cu metanol, la temperatura de —20° (figura 13). În partea de mijloc a turnului se introduce metanol regenerat cu temperatura —75°.

Metanolul se încălzește, în timpul trecerii prin turn, pînă la —20°, datorită căldurii de absorbție a CO_2 ; apoi este destins pînă la presiunea

atmosferică şi, în continuare, într-o a doua treaptă, printr-o pompă de vid, pînă la 0,2 at.

În timpul destinderii metanolului se eliberează CO_2 absorbit, astfel că se răceşte din nou pînă la —75° şi cu această temperatură este retrimis în turnul de spălare.

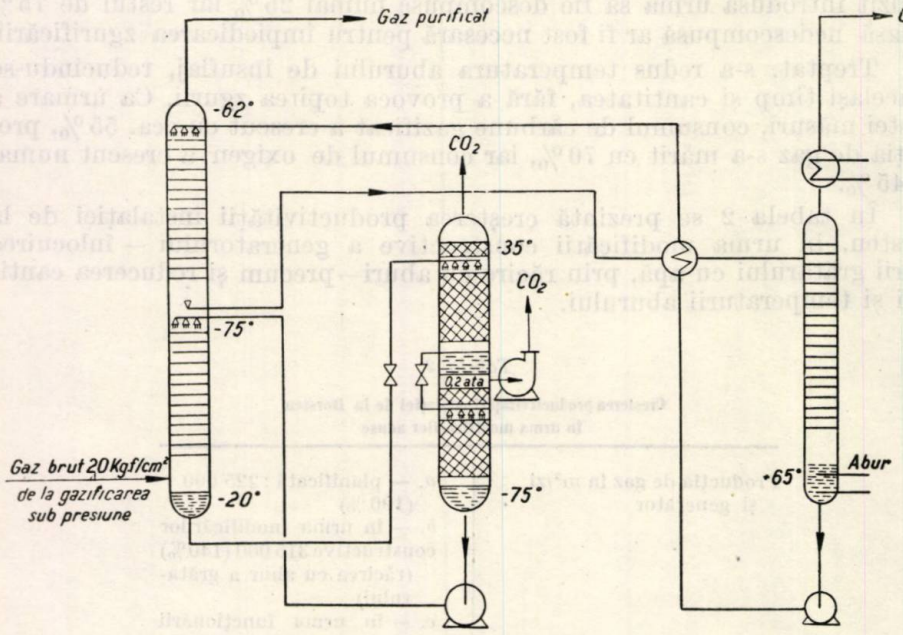


Fig. 13. — Schema procedeului Rectisol.

Procedeul are acelaşi principiu ca şi spălarea cu apă sub presiune, iar în locul aerisirii apei destinse se utilizează evacuarea metanolului destins.

În această primă treaptă de spălare se realizează extracţia CO_2 pînă la 3% a hidrocarburilor, a 98% din H_2S şi a unei mari părţi din sulful organic.

Pentru a se mări şi mai mult puritatea gazului, în vederea utilizării sale la sinteză, se adaugă o a doua treaptă de spălare, situată în partea superioară a turnului, în care se introduce metanol, răcit la —62° şi regenerat mai eficient, în prealabil, prin încălzire.

Cantitatea de metanol care circulă în partea superioară a turnului este mică, suficientă totuşi pentru îndepărtarea impurităţilor rămase încă în gaz.

Pentru ca instalaţia să funcţioneze cît mai bine este recomandabil să se introducă precondensarea şi prespălarea impurităţilor din gaz, care condensează deasupra punctului de fierbere al metanolului (+ 64°).

În tabela 3 se prezintă indicii instalaţiilor de gazificare sub presiune, Lurgi, construite după 1950.

Tabela 3

Indicii instalaţiilor Lurgi de gazificare sub presiune construite după 1950

Instalaţia :		Morwell (Australia) Gaz de oraş 6 generatoare, ∅ 2,6 m	SASOL-Africa de Sud Sinteză Fischer-Tropsch 10 generatoare ∅ 3,6 m	Dorsten-Ruhr Gaz de oraş 6 generatoare ∅ 2,6 m
Combustibilul Granulaţie :		Cărbune brun Brichete	Huilă 7—20 mm sau 20—60 mm	Huilă de gaz 6—30 mm
Umiditate	%	15,6	9,7	5,0
Cenuşe	%	1,6	26,4	22,0
Carbon fix	%	42,2	42,8	42,0
Materii volatile	%	40,6	21,1	31,0
Gudron (Fischer)	%	5,6	2,1	10,5
Analiza gazului :				
gaz brut (gaz pur)				
$CO_2 + H_2S$	%	34,0(4,5)	28,0(0,8)—32,3(0,9)	27,0(2,0)— 30,5(2,0)
O_2	%	0,1(0,1)	0,0(—)—0,01(—)	0,0(—)—0,0(—)
$C_n H_m$	%	0,4(0,5)	0,2(0,2)—0,2(0,2)	0,4(0,5)—0,4(0,5)
CO	%	14,5(20,7)	22,4(31,5)—16,4 (24,8)	21,0(28,5)—17,1 (24,1)
H_2	%	35,8(52,6)	38,0(53,3)—39,4 (59,3)	40,5(54,1)—40,5 (57,3)
CH_4	%	13,5(19,4)	10,9(13,4)—11,3 (14,0)	10,1(13,6)—10,7 (14,9)
N_2	%	1,7(2,2)	0,5(0,8)—0,4(0,8)	1,0(1,3)—0,9(1,2)
Putere calorif. sup. (gaz. pur)	kcal/Nm³	4 290	3950—3980	3900—4010
Prod. de gaz brut pe generat.	Nm³/h	7 000—10 000	25 000—32 000	15 000—16 000
Cons. de oxigen	Nm³/Nm³	0,121(0,178)	0,139(0,213)	0,17(0,23)0,16
Cons. de abur	kg/Nm³	0,86	0,6	0,7—0,95
Gudron şi benzină	kg/t	35,0	16,0	75
Benzină rafinată	kg/t	7,5	4,0	16,7
Sulfat de amoniu	kg/t	—	52,0	29,8
Rand. de gaz brut raportat la puterea calorif. a cărb.	%	88—92	88—92	88—92

5.5. IMPORTANŢA UTILIZĂRII PRESIUNII LA GAZIFICAREA COMBUSTIBILILOR SOLIZI

Experienţa de exploatare a generatoarelor de presiune ridicată a dovedit că această metodă prezintă o serie de avantaje pe care alte metode de gazificare nu le au.

a. *Procedeul*

— presiunea mare permite dezvoltarea reacţiilor utile gazificării, ea deplasează echilibrul reacţiilor înspre formarea accentuată de metan;

— presiunea permite conducerea procesului la temperaturi relativ mici (1 000—1 100°), împiedicînd zgurificarea;

— deoarece concentrarea gazelor pe unitatea de volum creşte, procesul de gazificare este intensificat, în consecinţă productivitatea generatoarelor este mărită;

— cu ridicarea presiunii se micşorează volumul gazului format în generator, viteza gazului este redusă, iar cantitatea de praf antrenată este mică (1%);

— presiunea uşurează transferul la recuperarea căldurii şi la răcirea gazelor.

b. *Materia primă*

— procedeul permite obţinerea unui gaz de calitate superioară dintr-un combustibil ieftin şi de calitate inferioară, cu mari variaţii în conţinutul de umiditate şi cenuşe (umiditate pînă la 20%, cenuşe pînă la 30%); granulaţia combustibilului este mică (2—20 mm); acesta este singurul procedeu de gazificare care permite obţinerea unui gaz cu putere calorifică ridicată din combustibilii inferiori;

— consumul de oxigen este de 2—3 ori mai mic decît în cazul gazificării la presiunea atmosferică;

— din combustibili bogaţi în materii volatile se pot obţine cantităţi mai mari de subproduse ca: gudron, ulei uşor, benzină, fenoli, sulfat de amoniu.

c. *Gaze şi subproduse de gazificare*

— prin variaţia presiunii, concentraţiei de oxigen şi consumului de abur, pot fi obţinute gaze cu cele mai diferite calităţi;

— randamentul în gudron este apropiat cu cel de la semicocsificare, iar randamentul în benzină depăşeşte cantităţile obţinute la semicocsificare.

d. *Transportul gazului*

— la gazificare sub presiune se comprimă numai oxigenul care reprezintă 14—15% din volumul gazului obţinut; din generator gazele ies la presiunea de regim (100%);

— presiunea la care gazul iese din generator poate fi utilizată pentru transportul gazului pe distanţe lungi (cca. 200 km) fără a fi necesară comprimarea lui.

e. *Aparatura*

— În procedeul Lurgi, volumul generatoarelor şi a instalaţiilor anexe este mai mic şi mai compact decît în alte procedee de mare productivitate; deşi rezultatele gazificării sub presiune, raportate la suprafaţa

secțiunii transversale, sînt cca. 1/3 față de procedeul Winkler, totuși, volumul total al aparatajului Lurgi este mai mic decît 1/3 din aparatajul Winkler, iar instalația de oxigen de asemenea este mult mai mică ;

— instalația de epurare a gazului este mai simplă și mai redusă decît în alte procedee.

f. *Exploatarea*

— datorită etanșeității aparaturii nu mai au loc emanări de gaze în încăperile de lucru ;

— deservirea instalației este mai ușoară, se pretează la automatizări și necesită un personal de deservire redus.

g. *Utilizarea gazelor*

— datorită reducerii la minimum a cheltuielilor de comprimare a gazului, instalațiile de gazificare sub presiune pot fi amplasate convenabil la locul de exploatare a cărbunelui, iar gazul poate fi transportat la distanță ;

— deoarece gazul obținut are o putere calorifică ridicată permite utilizarea lui economică în diferite scopuri energetice : încălzitul orașelor, la cazane și cuptoare, în motoare cu explozie și turbine cu gaz ;

— dat fiind că gazul obținut se pretează ușor la convertire, el poate fi utilizat la sinteze chimice : carburanți, NH_3 etc.

Totuși procedeul de gazificare sub presiune Lurgi prezintă și unele dezavantaje :

— procedeul necesită o aparatură costisitoare care lucrează la presiuni înalte. Aparataj de acest tip se fabrică și se utilizează pe scară mare în industria chimică și în energetică (autoclave, cazane cu aburi etc) ;

— procedeul necesită un consum ridicat de abur, datorită eficienței scăzute a gradului de utilizare a aburului sub presiune ;

— este necesară purificarea apei reziduale, operație al cărei cost este însă acoperit prin valorificarea fenolului și a amoniacului ;

— producerea directă de gaze de sinteză, bogate în oxid de carbon, prin gazificare sub presiune, este posibilă deocamdată numai în regim de funcționare cu zgură-lichidă ; totuși în procedeul Lurgi există posibilitatea de a înlocui o parte a aburului din agentul de insuflaj cu CO_2 și de a obține fără costuri suplimentare un raport primar $CO : H_2$ de 1,2—1,5.

6. RECOMANDĂRI PENTRU R.P.R.

Utilizarea pentru gazificare sub presiune a ligniților din R.P.R. implică, datorită conținutului lor ridicat de balast, o prealabilă reducere a conținutului de umiditate și cenușă, pînă la limitele impuse de caracteristicile acestui procedeu. În fig. 14 prezentăm un flux tehnologic de preparare

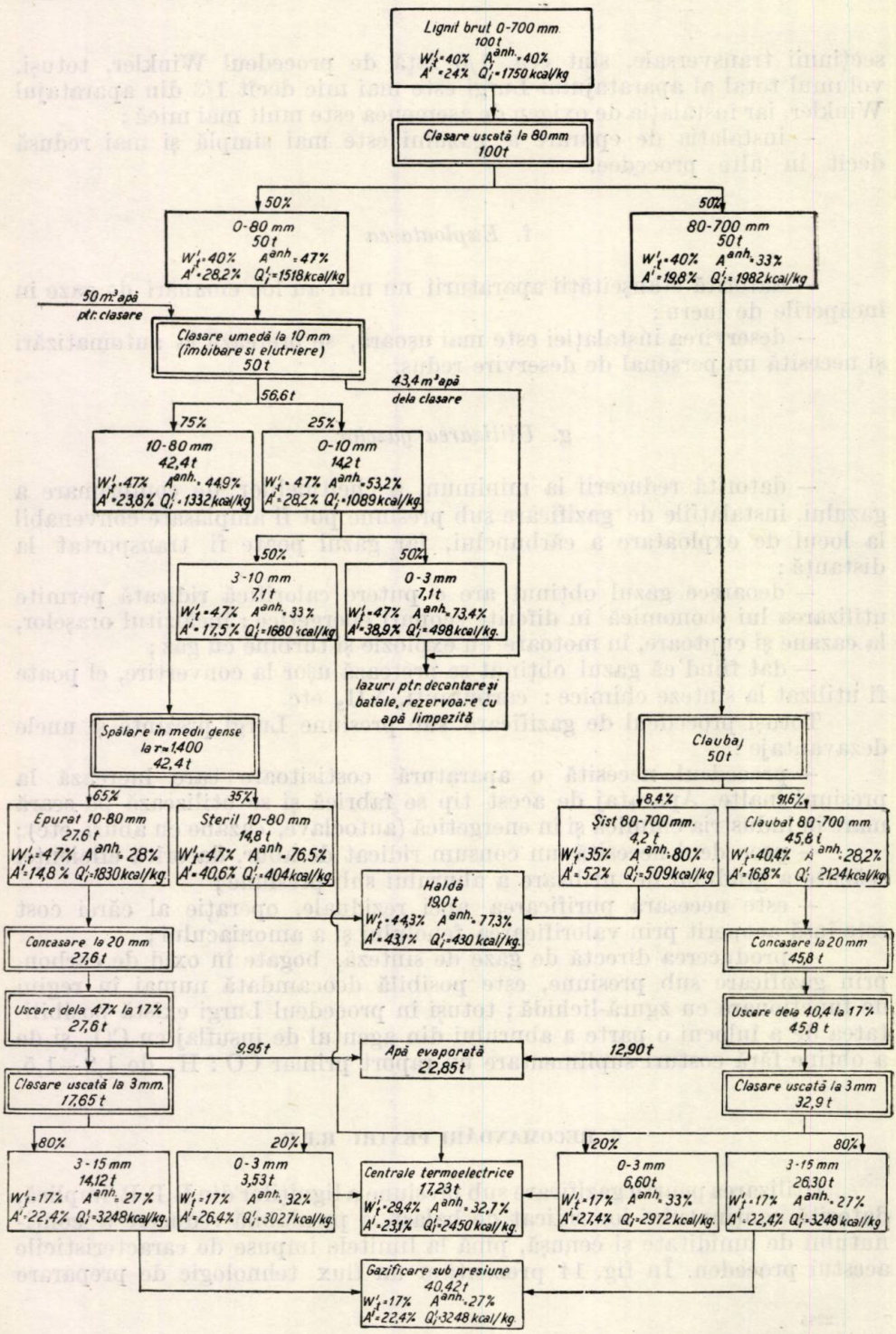


Fig. 14. — Schema fluxului tehnologic pentru prepararea ligniților din R.P.R., în vederea gazificării sub presiune.

(descenușare, uscare și măcinare) a ligniților din R.P.R. în vederea gazificării lor sub presiune. Fluxul tehnologic a fost astfel întocmit, încît să se poată obține din 100 t cărbune brut o cantitate maximă de cărbune preparat pentru gazificarea sub presiune. În acest scop, pe baza rezultatelor cercetărilor de laborator și fază-pilot [35], cît și semi-industriale [36], s-a inclus în fluxul prezentat spălarea în medii dense a lignitului mărunt.

Pentru scoaterea în evidență a proceselor tehnologice care intervin în fluxul prezentat, în figura 14 acestea au fost încadrate în chenare duble.

Din caracteristicile chimico-tehnice ale ligniților din R.P.R. [37], pentru lignitii bruți, producție curentă 0—700 mm, ce ar urma să fie supuși gazificării sub presiune, rezultă următoarele benzi de calitate:

$$W_t^i = 35-45\,\%;\quad A^{anh} = 32-48\,\%;\quad Q_i^i = 1\,500-2\,000 \text{ kcal/kg}$$

În cadrul fluxului tehnologic prezentat în figura 14, pentru lignitul brut 0—700 mm s-au folosit următoarele valori medii: $W_t^i = 40\,\%$, $A^{anh} = 40\,\%$ (respectiv $A^i = 24\,\%$) și $Q_i^i = 1\,750$ kcal/kg. Introducînd aceste valori, în relația (1) se obține o

$$Q_i^i = \frac{100-(W_t^i + A^i)}{100} Q_i^{mc} - 6W_t^i, \qquad (1)$$

putere calorifică raportată la masa combustibilă a lignitului intrat la preparare de 5 528 kcal/kg și care servește în continuare la calcularea valorilor lui Q_i^i, corespunzătoare produselor rezultate din fluxul tehnologic.

Din clasarea uscată la 80 mm a lignitului brut 0—700 mm rezultă un lignit mărunt —80 mm, care este supus epurării prin spălare în medii dense și un lignit ciuruit +80 mm, este descenușat prin claubare.

Alegerea dimensiunii ochiurilor ciurului la clasarea uscată este dependentă de proporția de lignit mărunt în lignitul brut, de cantitatea de cenușă a lignitului brut și de modul de repartizare a acesteia (mixte, șist). Ținîndu-se seama de toți acești factori, granulația lignitului ciuruit poate varia, de exemplu, de la +60 la +120 mm, astfel ca prin operația ulterioară de descenușare prin claubare să se ajungă la conținutul de cenușă impus de gazificarea sub presiune.

Pentru spălarea în medii dense, sortul granulometric —80 mm este supus în prealabil unei clasări umede, pentru eliminarea sortului —10 mm, neepurabil pe această cale. Totodată, se produce îmbibarea cu apă la saturație a lignitului (umiditatea crește de la 40 % la 47 %) și o elutriere a șistului (argilă coloidală antrenată cu apă de la clasare). Cu apa de la clasare este antrenat și cărbunele fin 0—3 mm, care se decantează în iazuri, iar apa este recirculată din batalurile — rezervoare cu apă limpezită. Sortul 10—80 mm este spălat în medii dense, la o densitate care să asigure—

în funcţie de cenuşa iniţială — o cenuşă în epurat impusă de gazificarea sub presiune.

Concasarea la 20 mm a lignitului claubat 80—700 mm trebuie efectuată în două trepte : o preconcasare la 100—120 mm şi apoi la 20 mm. În urma procesului de uscare se produce o contracţie a sortului —20 mm la —15 mm.

În concluzie, asupra fluxului tehnologic prezentat în fig. 14, se pot face următoarele observaţii generale :

— includerea spălării cu medii dense în schema tehnologică a preparării lignitului conferă o mare elasticitate fluxului tehnologic şi a calităţii lignitului trimis la gazificarea sub presiune. Astfel, prin micşorarea densităţii de spălare, se pot obţine cenuşi mai reduse în lignitul preparat, în conformitate cu condiţiile impuse de buna funcţionare a gazogenelor cît şi de conţinutul variabil de cenuşă al lignitului brut.

— *Din 100 t lignit brut* intrat la preparare *se obţin 40,42 t lignit preparat pentru gazificarea sub presiune*, ceea ce reprezintă un necesar de 2,47 t lignit brut pentru 1 t predată la gazificarea sub presiune. Totodată *se mai obţin 17,23 t lignit pentru centrale termoelectrice*, avînd o putere calorifică superioară lignitului brut, respectiv 2 450 kcal/kg faţă de 1 750 kcal/kg.

— Pierderile de masă combustibilă în sterilul şi şistul ce se aruncă pe haldă reprezintă cca. 6,6 %, iar cea din sortul 0—3 mm ce se decantează în iazuri este de cca. 2,8 %.

— Menţionăm posibilitatea recuperării sortului 0—3 mm din apele rezultate de la clasarea umedă, pentru ardere în centrale termo-electrice, cît şi a obţinerii unei cantităţi suplimentare de lignit epurat pentru gazificare sub presiune, prin hidrociclonarea sortului 3—10 mm.

7. CONCLUZII

Cerinţele industriale în R.P.R., în ampla lor dezvoltare, impun pregătirea bazei energetice corespunzătoare. De aceea, alături de gazul metan şi ţiţei, cărbunii naturali vor participa în mai mare măsură la satisfacerea necesităţilor energetice ; dintre aceştia, ligniţilor, prin uriaşele rezerve existente mai ales în regiunea sud—vestică a ţării, le revine un rol deosebit.

La punerea în valoare a ligniţilor, alături de arderea directă în termocentrale, un rol important poate reveni gazificării în instalaţii de mare productivitate, cu producerea de gaze de putere calorifică mare.

De aceea considerăm că, dintre procedeele moderne de gazificare, procedeul sub presiune Lurgi, merită să fie luat în consideraţie pentru scopuri de utilitate publică şi industrială în legătură cu valorificarea unui combustibil inferior, netransportabil, cum sînt ligniţii, în vederea fabricării unui combustibil superior gazos cu însuşirile şi supleţea corespunzătoare combustibililor nobili.

СООБРАЖЕНИЯ ПО ГАЗИФИКАЦИИ ПОД ДАВЛЕНИЕМ КАМЕННОГО УГЛЯ — ЛИГНИТА, ДОБЫВАЕМОГО В РНР

РЕЗЮМЕ

Приводится сводный документальный материал относительно возможностей получения городского (бытового) газа; более широко излагается способ газификации под давлением, который является единственным, при помощи которого возможно получение из низкосортных углей передаваемых на расстояние газов, обладающих большой теплотворной способностью.

Для возможности использования румынских лигнитов путем газификации под давлением, последние должны быть предварительно обогащены, дается технологическая схема румынских лигнитов, по которой вместе с отделением просеянного сорта + 80 мм, предусматривается промывка в тяжелых жидкостях мелких сортов — 80 мм. Из 100 т сырого лигнита ($W_t^i = 40\%$ и $A^{anh} = 40\%$) получаются 40,42 т обогащенного для газификации под давлением лигнита ($W_t^i = 17\%$ и A^{anh} 27%) и 17,23 т лигнита для термоэлектростанций ($W_t^i = 29{,}40\%$ и $A^{anh} = 32{,}7\%$).

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Состав газа в зависимости от температуры при 1 ата.

Рис. 2. — Состав газа в зависимости от температуры при 20 ата.

Рис. 3. — Состав сырого газа в зависимости от давления газификации.

Рис. 4. — Состав и теплотворная способность очищенного от CO_2 газа в зависимости от давления газификации.

Рис. 5. — Изменение теплотворной способности, к.п.д. и расхода кислорода, в зависимости от давления в процессе газификации.

Рис. 6. — Установка для газификации под давлением.

A — Угольный бункер, 50 ... 60 т; *B* — газогенератор, ∅ = 2,6 м; *C* — первичный холодильник; *1* — уголь; *2* — кислород; *3* — пар; *4* — зола; *5* — сырой газ; *6* — гудрон + вода; C^1 — вторичный холодильник; *D* — скруббер для очистки газа от масла и бензина; *E* — насос для промывочного масла; *7* — гудрон + масло + вода; *8* — бензин + промывочное масло; *9* — чистое промывочное масло; *F* — скруббер для очистки от CO_2; *G* — турбинно-насосный агрегат; *H* — аэрационная башня; *1* — вентилятор; *10* — газы расширения; *11* — отработанный воздух; 12 — воздух; *K* — десульфурационная установка; *13* — очищенный газ.

Рис. 7. — Изменение производства газа в 1958 г., установка Дорстена.

Рис. 8. — Тепловой баланс газификации под давлением.

Рис. 9. — К.п.д. газификации; расход кислорода, пара и механической работы.

Рис. 10. — Газогенератор ∅ = 2,6 м.

Рис. 11. — Газогенератор ∅ = 3,7 м.

Рис. 12. — Технические изменения генератора под давлением.

Рис. 13. — Схема способа „Ректисол".

Рис. 14. — Схема технологического потока для обогащения румынских лигнитов с целью газификации под давлением.

CONSIDÉRATIONS SUR LA GAZÉIFICATION SOUS PRESSION DES CHARBONS, SE RÉFÉRANT AUX LIGNITES ROUMAINS

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent un matériel documentaire de synthèse concernant les possibilités d'obtenir du gaz de ville. Ils décrivent surtout le procédé de gazéification sous pression, le seul permettant d'obtenir un gaz à grand pouvoir calorifique et transportable à distance, à partir des combustibles solides inférieurs.

Afin de les mettre en valeur par le procédé de gazéification sous pression, les lignites roumains doivent subir une préparation préalable. Les auteurs proposent, pour la préparation des lignites de la République Populaire Roumaine, un schéma technologique qui, outre le triage au crible de la categorie criblé +80 mm, prévoit le lavage dans des liquides denses du menu — 80 mm. 100 tonnes de lignite brut ($W_t^i = 40\%$ et $A^{anh} = 40\%$) fournissent 40,42 t de lignite préparé pour la gazéification sous pression ($W_t^i = 17\%$ et $A^{anh} = 27\%$) et 17,23 t de lignite à brûler dans les centrales thermo-électriques ($W_t^i = 29{,}4\%$ et $A^{anh} = 32{,}7\%$).

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Composition du gaz en fonction de la température, à 1 ata.
Fig. 2. — Composition du gaz en fonction de la température, à 20 ata.
Fig. 3. — Composition du gaz brut en fonction de la pression de gazéification.
Fig. 4. — Composition et pouvoir calorifique du gaz épuré de CO_2, en fonction de la pression de gazéification.
Fig. 5. — Variation, en fonction de la pression, du pouvoir calorifique, du rendement et de la consommation d'oxygène, dans le processus de gazéification.
Fig. 6. — Installation du gazéification sous pression. *A* — Silo à charbon, 50—60 t; *B* — générateur de gaz de $\varnothing = 2{,}6$ m; *C* — réfrigérant primaire; *1* — charbon; *2* — oxygène; *3* — vapeur d'eau; *4* — cendre; *5* — gaz brut; *6* — goudron + eau; *C'* — réfrigérant secondaire; *D* — scrubber pour épurer le gaz, de l'huile et de l'essence; *E* — pompe à huile de lavage; *7* — goudron + huile + eau; *8* — essence + huile de lavage; *9* — huile de lavage pure; *F* — scrubber pour épurer le gaz du CO_2; *G* — groupe pompe—turbine; *H* — tour d'aération; *I* — soufflante; *10* — gaz de détente; *11* — air vicié; *12* — air; *K* — installation de désulfuration; *13* — gaz épuré.
Fig. 7. — Variation de la production de gaz durant 1958, dans l'installation de Dorsten.
Fig. 8. — Bilan thermique de la gazéification sous pression.
Fig. 9. — Rendement de la gazéification; consommation d'oxygène, de vapeur d'eau et de travail.
Fig. 10. — Générateur de $\varnothing = 2{,}6$ m.
Fig. 11. — Générateur de $\varnothing = 3{,}7$ m.
Fig. 12. — Modifications techniques apportées au générateur sous pression.
Fig. 13. — Schéma du procédé « Rectisol ».
Fig. 14. — Schéma du flux technologique pour la préparation des lignites roumains en vue de leur gazéification sous pression.

BIBLIOGRAFIE

1. R. S. ANDREWS, E. A. BRÜGGEMANN, *Bau einer Lurgi-Drucksvergasungsanlage in Australien.* Erdöl und Kohle, *10*, 703 (1955).
2. I. BLUM, F. BOLCHI M. MIHAIL, *Valorificarea lignitilor în vederea obținerii unui gaz combustibil.* Consfătuirea, Valorificarea energetică a lignitilor, 1960.
3. CHOULAT, Gaz Wärme, *4* (1954).
4. F. DANULAT, B.W.K., *1*, 2 (1952).
5. J. DOLINSKI, *Mieszanki gazowe zastepujace gaz miejsski.* Gaz woda i technika sanitaria, *4*, 105 (1955).
6. M. GERHOLD, Energie, *5* (1958).
7. Д. Б. ГИНЗБУРГ. *Газовая промышленность*, I, 16 (1956).
8. K. GIESING, *Neuere Gaserzeugungs-Verfahren und Gas aus Braunstoff Staub.* Energie, *10*, 406 (1958).
9. O. HUBMANN, *Conférence Internationale sur la gazéification de la Houille extraite.* Liège, 1954, 186.
10. — *Fortschritte in der Vergasung von Aschen reicher und feinkorniger Kohle unter erhöhten Druck.* Chemie Ingenieur Technik, *2*, 65 (1955).
11. — *Die Vergasung von festen Brennstoffen unter Druck.* Brennstoff Chemie, *3*, 65 (1959).
12. J. JILEK, *Moderni zpusoby zplynovéni paliv kyslikem Stani nakrladotelstvi technické literatury*, Praha, 1953.
13. — *Zplynování méněhodnotných paliv.* Paliva, *2*, 50 (1956).
14. J. JILEK, Paliva, 7, 216 (1956).
15. H. JUST, Erdöl und Kohle, *7*, 14 (1954).
16. E. KAPP, BWE, *11—12*, 248 (1955).
17. J. C. KING, Journal of the Institute of Fuel, iulie, 147 (1951).
18. LEBEDEV, SCIUKIN, *Termotehnica industrială.* Ed. tehnică, București, 1956.
19. J. A. LINTON, G. C. TISDALL, *Commercial production of synthesis gas from low grade coal.* Coke and Gas, oct. -nov. 1957.
20. J. A. LINTON, G. C. TISDALL, *Gas purification*, Coke and Gas, 1958, april, 148.
21. J. MEUNIER, *Gazéification et oxydation des combustibles.* Ed. Masson et Cie, Paris, 1958.
22. L. I. NEWMANN, *Oxigen in the production of hydrogen or synthesis gaz.* Industrial and Engineering Chemistry, *4*, 559 (1948).
23. — Industrial Engineering Chemistry, *7*, 1112 (1956).
24. R. RIEDL, Energietechnik, *4*, 61 (1954).
25. Н. В. СИШАКОВ, *Основы производства горючих газов.* Государственное энергетическое издательство, Москва 1948.
26. F. SCHÜSSL, GWW, *5*, 111 (1959); *6*, 123 (1959).
27. H. THOMAS, Bergbau und Energie, *4*, 218 (1951).
28. M. TIXIER, *Les techniques nouvelles de gazéification* Journal des Usines à Gas, *5*, 146, (1951).
29. K. TRAENCKNER, GWF, oct., 542 (1952).
30. H. WEITTENHILLER, Brennstoff Chemie, *3* (1959).
31. — *Das Spitsproblem in der Gaserzeugung* — GWF, aug., 839 (1959).
32. — *Oil from coal* — Fuel Scala-Petroleum processing, *7*, 985 (1955).
33. — Coke und Gas, iunie, 250 (1957).
34. — The Industrial Chemist, aprilie, 194, mai, 238 (1958).
35. I. BLUM și colaboratori, *Studiu asupra posibilității de reducere a conținutului de steril din lignit prin spălare cu lichide grele.* Studii și cercetări de energetică, **VII**, *3* (1957).
36. D. HRISANIDE și colaboratori, *Studiul lignitilor de Rovinari.* Cercet. metal. și miniere, ASIT, *2* (1960).
37. I. BLUM și colaboratori, *Studiul chimico-tehnic și tehnologic al cărbunilor bruni din R.P.R.* (sub tipar la Ed. Acad. R.P.R.).

DESULFURAREA CĂRBUNILOR LA TEMPERATURI JOASE CU AGENT DESULFURANT GAZOS*)

NOTA I. ÎNCERCĂRI DE DESULFURARE A UNOR CĂRBUNI DIN VALEA JIULUI ÎN STRAT FIX PRIN METODA OXIDĂRII

DE

I. BLUM şi V. CÎNDEA **)

Congresul al III-lea al P.M.R. a trasat planul de dezvoltare industrială a R.P.R. pe viitorii 6 ani şi a schiţat liniile generale de perspectivă pînă în anul 1975.

O atenţie deosebită se acordă în hotărîrile Congresului cercetărilor în problema fabricării cocsului metalurgic din cărbuni necocsificabili, energetici, care constituie partea predominantă a rezervelor noastre de cărbuni cu grad de metamorfozare mai înaintat. Astfel, hotărîrile prevăd în mod expres fabricarea în 1965 a cel puţin 400 000 tone de cocs metalurgic din cărbuni necocsificabili [1].

Se ştie că, datorită caracteristicilor specifice ale cărbunilor şi tehnologiei folosite pînă în prezent la fabricarea cocsului, în practica industrială, numai în puţine cazuri se reuşeşte realizarea unui cocs care să satisfacă toate condiţiile de calitate.

Greutăţi de neînvins se ivesc, în cadrul tehnologiei clasice, în problema desulfurării cocsului metalurgic [2].

A. CONŢINUTUL DE SULF ÎN CĂRBUNI

Conţinutul de sulf în cărbuni variază, în limite largi, de la 0,3—0,4% (cărbuni din Dakota de Nord (S.U.A.) sau Leninsk-Kuzbass — (U.R.S.S.) pînă la 9—10% şi mai mult (cărbuni din Rhodesia de Sud, Iugoslavia (Raša), Bulgaria şi zăcămîntul Cozla din R.P.R.) [3], [4].

*) Lucrarea a fost prezentată în şedinţa secţiei de combustibili la 26 decembrie 1960.

**) La lucrările practice au participat preparatorii M. Paligora şi Gh. Rolea.

Huilele din R.P.R. (spălate la cca. 8—9% cenuşă) au un conţinut foarte variabil de sulf, de la 0,5—1,0% sulf total, în cazul cărbunilor Anina şi Secul, pînă la 5—5,5% la huila de Cozla, în timp ce huilele de Valea Jiului au un conţinut de sulf cuprins, în general, între 2,4 şi 4,0%, deşi sînt şi unele strate avînd între 1,0 şi 2,0% sulf total [4], [5].

B. FORME DE SULF ÎN CĂRBUNI ŞI COCS

Sulful există în cărbuni sub formă de sulf sulfat, sulf piritic şi sulf organic. Nu s-a găsit în cărbuni pirotină [6], [7].

Sulful sulfat există în cărbuni sub formă de $CaSO_4$ în cantităţi neînsemnate (adeseori sub 0,2%).

Sulful piritic, FeS_2, este unul dintre componenţii principali ai sulfului din cărbuni şi constituie, în cele mai multe cazuri, forma de sulf dominantă alături de sulful organic. În cărbunii din Valea Jiului el reprezintă cca. 50—60% din sulful total, putînd varia în limite largi.

Cu toată dezvoltarea chimiei cărbunelui, sulful organic este încă, o noţiune neclară. El nu se poate determina direct pe cale analitică, ci în general se calculează ca diferenţa dintre sulful total şi cel mineral.

Despre legăturile chimice funcţionale dintre sulf şi masa organică a cărbunilor, constituind forma denumită sulf organic, se ştie foarte puţin. Lissner şi Nemens [8] au stabilit existenţa în cărbuni a grupelor: $\equiv C-SH$; $\equiv C-S-S-C\equiv$; $=CH-SH$; $=CH-S-CH=$. Prin extragerea acizilor humici, a căror structură aromatică este parţial stabilită, din cărbunii de la Raša (Iugoslavia), Kreulen [9] ajunge la concluzia că aproximativ 80% din sulful organic este legat în inele aromatice. La aceeaşi concluzie ajunge şi Alekseeva [10] prin clorurarea cărbunilor bruni din Ucraina.

Lucrările recente ale cercetătorilor indieni [11] şi sovietici [12] au stabilit existenţa posibilă în cărbuni şi a sulfului elementar, în cantităţi foarte mici (de ordinul 0,05—0,12%). Proveniența lui este foarte disputată şi neclară, ridicînd o serie de probleme de mare importanţă teoretică cu privire la geneza şi la evoluţia cărbunilor.

Problema, şi aşa destul de complexă, a stabilirii formelor de sulf în cărbuni apare şi mai complicată în urma unor lucrări recente ale cercetătorilor sovietici [13], care au arătat că raportul dintre cantitatea de sulf piritic şi organic în cărbuni — la determinarea analitică a acestor forme cu metodele actuale — ar fi dependentă de gradul de măcinare a cărbunilor supuşi analizei.

C. COMPORTAREA SULFULUI ÎN PROCESUL DE PIROGENARE

Comportarea sulfului în procesul de cocsificare, care, în final, duce la obţinerea unui cocs cu un conţinut mai mare sau mai mic de sulf, are o mare importanţă practică. De aceea s-a căutat să se cerceteze cît mai

amănunțit acest domeniu, pentru ca prin prisma rezultatelor obținute să se poată trage concluziile practice, privind desulfurarea cocsului.

Părerea generală a cercetătorilor [6], [14] asupra comportării formelor de sulf în procesul de pirogenare a huilelor poate fi reprezentată astfel :

a) Sulful sulfat se reduce cu carbon, la forma de sulf sulfură în cocs ;

b) sulful piritic trece în sulf organic și sulf sulfură în cocs, H_2S în gaz și S organic în gudron ;

c) sulful organic trece în sulf organic în cocs și gudron și H_2S în gaz.

Redăm mai jos un tabel care oglindește transformările formelor de sulf în procesul de pirogenare a cărbunilor [14].

Tabela 1

Transformarea formelor de sulf din cărbuni în procesul pirogenetic

Forme de sulf	Temperatura de pirogenare °C					
	Inițial în cărbune	300	400	500	600	1 000
Sulf piritic	1,75	1,75	1,42	0,31	0,00	0,00
Sulf sulfat	0,71	0,55	0,44	0,01	0,01	0,00
Sulf organic	1,79	1,63	1,51	1,70	1,87	1,81
Sulf sulfură	0,00	0,13	0,44	0,93	0,82	0,84
$H_2S + CS_2$	0,00	0,19	0,39	1,20	1,39	1,44
Suma	4,25	4,25	4,20	4,15	4,09	4,09

Cercetările recente [15], efectuate pe huile cu ajutorul atomului marcat S^{35}, au aruncat o lumină nouă asupra comportării formelor de sulf în procesul de pirogenare. S-a stabilit că, în contradicție cu părerile existente pînă în prezent, în procesul pirogenetic toate formele de sulf participă într-o măsură mai mare sau mai mică (funcție de vîrsta cărbunelui) la formarea tuturor formelor de sulf din cocs, gaze și gudroane. Astfel, sulful sulfat trece atît în sulf sulfură cît și în sulf organic, H_2S și CS_2 ; sulful piritic trece de asemenea în formele amintite, iar sulful organic trece chiar în sulf sulfură.

Un rol foarte important în transformarea formelor de sulf în procesul pirogenetic joacă diferitele adaosuri anorganice, precum și atmosfera în care are loc pirogenarea [6], [15]. Se cunoaște că în general gazele și în special cele care conțin hidrogen au proprietatea de a trece o mare parte din sulf în componenți volatili, micșorînd cantitatea de sulf din cocs [16], [17], [18]. De asemenea, anumite adaosuri anorganice și organice, în anumite cazuri, duc la micșorarea conținutului de sulf în cocs [23], [24].

D. INFLUENȚA SULFULUI DIN COCS ASUPRA PROCESULUI DIN FURNALUL ÎNALT

Acțiunea dăunătoare a sulfului în procesul de elaborare a fontei constă în faptul că se combină cu fierul, dizolvîndu-se în fontă sub formă de sulfură de fier [19]. În scopul limitării trecerii sulfului în fontă, pe

lîngă minereu şi cocs se mai adaugă în furnal şi fondanţi (calcar, minereu de mangan, dolomită etc.). Fondanţii dau naştere unei zguri cu caracter bazic (în special calcarul), care leagă sulful sub formă de CaS sau MnS. Aceste sulfuri sînt mai solubile în zgură decît în fontă. Astfel, sulful sub formă de sulfuri se repartizează între zgură şi fontă. Deoarece însă solubilitatea sulfurilor în zgură este limitată, e necesară sau mărirea bazicităţii zgurii, sau a cantităţii ei pe unitatea de fontă.

Acest lucru se exprimă prin relaţia de calcul a concentraţiei de sulf din fontă [19]

$$S_F = \frac{S_i}{1 + L_S R_G} \%, \qquad (1)$$

unde :

S_F — concentraţia de sulf total din fontă %
S_i — concentraţia de sulf total din încărcătură %
L_S — coeficientul de repartiţie a sulfului între zgură şi fontă
R_G — cantitatea relativă de zgură.

Relaţia ne arată că sulful din fontă poate fi redus prin următoarele măsuri :

a) scăderea cantităţii de sulf din încărcătura, S_i,
b) mărirea coeficientului de repartiţie, L_S,
c) mărirea cantităţii relative de zgură, R_G.

În practică, se întrebuinţează măsurile de la punctele *a* şi *b*. Totuşi, o reducere masivă a conţinutului de sulf din fontă poate fi realizată numai prin micşorarea sulfului din cocs, care, după cum se ştie, reprezintă 90—95 % din sulful din încărcătura furnalului.

E. METODE DE DESULFURARE A CĂRBUNILOR ŞI COCSULUI

Fără a insista asupra unei practici larg răspîndite, denumită „metoda alcătuirii şarjei", şi care constă în alegerea cărbunilor cu conţinut scăzut de sulf, ne vom opri asupra metodelor chimice de desulfurare.

Metodele chimice de desulfurare pot fi împărţite în trei grupe mari : desulfurarea prin adaosuri anorganice, desulfurarea cu agenţi reducători gazoşi, desulfurarea cu agenţi oxidanţi gazoşi.

a) *Desulfurarea prin adaosuri anorganice*

Esenţa metodei constă în introducerea în şarjă a adaosurilor anorganice capabile să reacţioneze cu sulful. Sulfurile astfel obţinute (de obicei sulfuri metalice) urmează să se descompună uşor, în timpul procesului de

cocsificare sau, ulterior, cu diverși agenți ca apa, vaporii de apă, hidrogenul etc.

Drept adaosuri anorganice, s-au folosit oxizii de calciu, magneziu, fier etc.

Studiile noastre anterioare au urmărit, între altele și fixarea sulfului.

S-a blocat sulful din cărbuni în procesul de cocsificare prin adaos de oxid de fier [31] și s-a constatat că se fixează în cocs și sulful care altminteri trece în gaz și în gudron. Mai departe, la tratare cu Ca, mai ales sub formă de CaO[20] s-a realizat același blocaj, însă sub forma unui component CaS, susceptibil de a fi eliminat prin tratare, de exemplu cu apă, în condiții de extracție osmotică [20].

b) *Desulfurarea cu agenți reducători gazoși*

Metoda constă în tratarea cărbunelui sau cocsului, la temperaturi ridicate, cu agenți reducători gazoși : H_2, CO, NH_3, gaz de apă, CH_4, și neutri : CO_2 și N_2 etc. S-a stabilit că cea mai pronunțată acțiune desulfurantă o prezintă H_2 și gazul de apă [17], [21]. O acțiune mai slabă au CO_2, CO, CH_4 etc. În același timp, acțiunea desulfurantă a unuia și aceluiași gaz crește cu mărirea temperaturii. Cantitățile de gaz folosite sînt foarte mari ; totodată are loc și arderea unei părți din cărbune sau cocs, urmată de creșterea cantității de cenușă.

În R.P.R. s-a făcut încercări de desulfurare a huilelor de Lupeni în curent de gaze reducătoare [22], [23]. La 1000°C, timp de 4 ore în curent de hidrogen, s-a reușit să se scadă conținutul de sulf total din cocs de la 4,07% la 1,16%, cărbunele inițial conținînd 3,22% sulf total.

Experiențele de desulfurare cu gaze reducătoare au fost atacate din nou în ultima vreme [24], folosindu-se procedee tehnologice moderne, și anume fluidizarea. Autorii au reușit să desulfureze cărbunele de la 1,95 la 0,36—0,55% la temperatura de 880°C.

c) *Desulfurarea cu agenți oxidanți gazoși.*

Acțiunea desulfurantă a agenților oxidanți gazoși este cunoscută de mult [14]. Ca agenți au fost folosiți : aerul, clorul și amestecul aer-abur. Aerul a fost recomandat încă de Powell [14], ca avînd o pronunțată acțiune asupra sulfului piritic din cărbune. Folosirea lui a fost însă abandonată, datorită arderii intensive a masei carbonoase, cu toate că temperatura de reacție nu depășea 350—400°C. Tratarea cărbunilor cu clor, în scopul trecerii sulfului în clorură de sulf, cu toate că dă rezultate bune de desulfurare, creează greutăți enorme din punct de vedere tehnic și economic.

Rezultate remarcabile de desulfurare cu folosirea amestecurilor abur-aer sau abur-aer-azot au obţinut cercetătorii sovietici [3], care au micşorat conţinutul de sulf de la 5,91 % la 2,88 % în strat fix, şi cercetătorii americani [25], care au micşorat conţinutul de sulf de la 4,90% la 2,40 %, lucrînd în strat fluidizat.

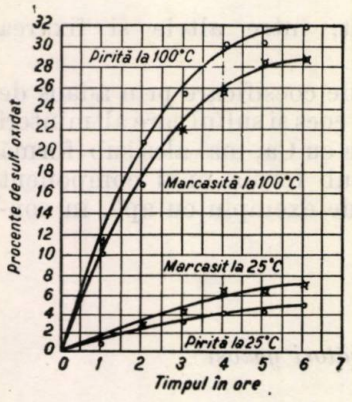


Fig. 1. — Efectul oxidant al aerului, saturat cu vapori de apă la diverse temperaturi (25 şi 100°C) asupra piritei şi marcasitei pure, funcţie de timp [27].

Posibilitatea desulfurării cărbunilor cu gaze oxidante, în special cu cele conţinînd oxigen, se bazează exclusiv pe proprietăţile reducătoare ale piritei sau marcasitei din cărbuni faţă de oxigen [3], [26], [27]. Astfel A. Z. Jurowski, plecînd de la o pirită cu conţinut de 49,91 % sulf, după două ore de tratament la 350°C într-un curent de 1,26 l/h aer şi 65 ml/h abur (măsurat ca condensat) a reuşit să ajungă la 0,00 % sulf în pirită. Efectul amestecului abur-aer la diverse temperaturi (25° şi 100°C) asupra piritei şi marcasitei pure în funcţie de timp este redat în graficul de mai jos [27].

Din examinarea curbelor din figura 1 reiese că, la temperaturi joase, marcasita se oxidează mai uşor decît pirita, în timp ce la temperaturi mai ridicate, situaţia se inversează. Oricum, atît marcasita, cît şi pirita sînt sensibil oxidate la temperaturi relativ joase de amestecul abur-aer.

F. PARTEA EXPERIMENTALĂ

Desulfurarea cărbunilor în strat fix cu amestec abur-aer

În lucrarea de faţă ne-am propus să cercetăm condiţiile de desulfurare a unor cărbuni romîneşti prin metoda aer-abur.

I. APARATURA FOLOSITĂ

Experienţele au fost efectuate într-o bombă pentru desulfurare, în care, într-un vas metalic cu fundul din sită de cupru, se introducea proba pentru desulfurare. Amestecul gazos desulfurant, compus din abur şi aer în diferite raporturi şi la diferite debite, trecea prin stratul de cărbuni şi de aici într-un refrigerent pentru condensarea aburilor. Vehicularea amestecului gazos s-a făcut prin insuflare şi aspiraţie concomitentă. Debitul de aer, în funcţie de mărimea sa, a fost măsurat fie cu un rotametru, fie cu un flowmetru. Temperatura de reacţie s-a măsurat cu un termometru

de borosilicat, cu scara pînă la 500°C, introdus în mijlocul masei de cărbune. Pentru menținerea cît mai riguros exactă a temperaturii de reacție, bomba de desulfurare a fost introdusă într-o baie de azotit de potasiu și azotat de sodiu [28]. Baia a fost introdusă într-un cuptor de laborator Koppers, a cărui temperatură se regla cu ajutorul unui variac. Cu ajutorul acestui procedeu s-a reușit menținerea temperaturii de reacție în limitele ± 5°C față de temperatura medie dorită. Schema instalației folosite este redată în figurile 2 și 3.

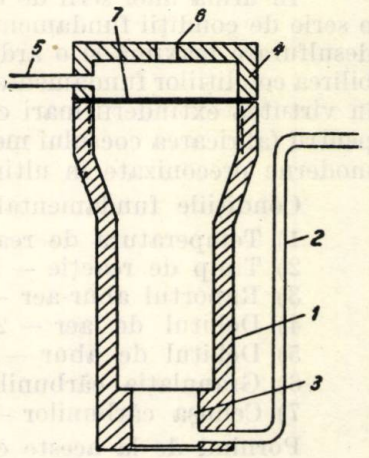


Fig. 2. Bombă pentru desulfurare.
1—Corpul bombei; *2* — țeavă pentru intrarea amestecului desulfurant; *3* — locașul probei pentru desulfurat; *4* — capac; *5* — țeavă pentru ieșirea amestecului gazos; *6* — locaș pentru termometru; *7* — garnitură de cupru pentru etanșare.

II. REZULTATELE OBȚINUTE

Experimentările s-au făcut pe probe mici de cărbune, de 10 g. Obiectivul principal urmărit a fost desulfurarea cărbunilor, luîndu-se concomitent în considerare și arderea masei combustibile. S-a cercetat influența unor factori esențiali ai procesului, ca: temperatura, timpul de reacție, raportul abur-aer, debitul agentului desulfurant, granulația probei de cărbuni și a cenușii acesteia. S-au făcut încercări de desulfurare a cărbunilor neaglutinanți sau slab aglutinanți din Valea Jiului (P.A.L.V., Petrila,

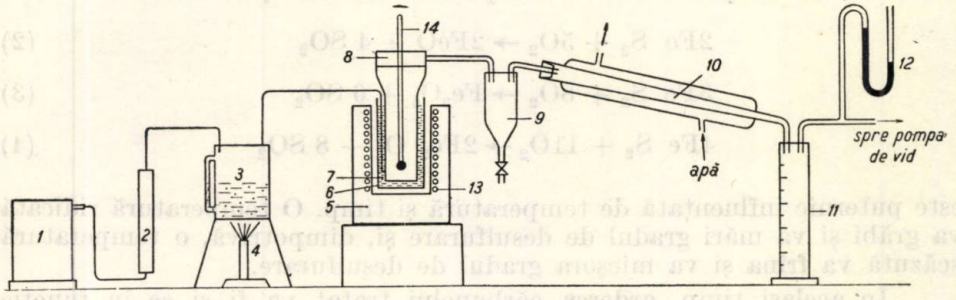


Fig. 3. Instalația de desulfurare în strat fix.
1—Suflător de aer; *2* — rotametru; *3* — generator de abur; *4* — bec Bunzen; *5* — cuptor Koppers; *6* — retortă; *7* — baie azotit-azotat; *8* — bombă pentru desulfurare; *9* — degudronator; *10* — refrigerent; *11* — vas pentru măsurarea aburului condensat; *12* — manometru; *13* — rezistență de încălzire; *14* — termometru.

Lonea, Aninoasa, Vulcan, necocsificabil) și pe huila de gaz Lupeni, cu accent deosebit pe cărbunii neaglutinanți.

a) *Condiţii fundamentale*

În urma unei serii de cca. 60 de determinări, s-a ajuns a se stabili o serie de condiţii fundamentale pentru desulfurare, prin care se obţine o desulfurare maximă şi o ardere minimă a masei cărbunoase. Pentru stabilirea condiţiilor fundamentale, s-au folosit cărbunii spălaţi P.A.L.V., care, în virtutea extinderii mari care se prevede, vor deveni cărbunii de bază pentru fabricarea cocsului metalurgic în R.P.R. printr-unul din procedeele moderne preconizate în ultimul timp [2], [29], [30].

Condiţiile fundamentale stabilite sînt următoarele:

1) Temperatura de reacţie — 380°C;
2) Timp de reacţie — 1 oră;
3) Raportul abur-aer — 85% abur : 15% aer (gravimetric);
4) Debitul de aer — 27,0 l/h;
5) Debitul de abur — 204 ml/h condensat;
6) Granulaţia cărbunilor — 0—1,00 mm;
7) Cenuşa cărbunilor — 8—10% (la anhidru).

Pornind de la aceste condiţii fundamentale, s-a variat numai cîte un parametru, cel a cărui influenţă se cercetează, restul parametrilor rămînînd constanţi. Acolo unde s-au făcut abateri de la aceste condiţii, se specifică amănunţit noile condiţii.

b) *Studiul influenţei temperaturii de reacţie*

După cum se vede din figura 1, reacţia de oxidare a piritei (sau marcasitei), care poate avea loc după una din ecuaţiile:

$$2FeS_2 + 5O_2 \rightarrow 2FeO + 4SO_2 \quad (2)$$

$$3FeS_2 + 8O_2 \rightarrow Fe_3O_4 + 6SO_2 \quad (3)$$

$$4FeS_2 + 11O_2 \rightarrow 2Fe_2O_3 + 8SO_2 \quad (4)$$

este puternic influenţată de temperatură şi timp. O temperatură ridicată va grăbi şi va mări gradul de desulfurare şi, dimpotrivă, o temperatură scăzută va frîna şi va micşora gradul de desulfurare.

În acelaşi timp, arderea cărbunelui tratat va fi şi ea în funcţie directă de temperatură. Problema deci se reduce, în ultimă instanţă, la găsirea unei temperaturi optime la care să se asigure o desulfurare avansată, concomitent cu o ardere minimă a masei combustibile.

Conducîndu-ne după aceste considerente, am limitat, într-o primă aproximaţie, valorile temperaturii de reacţie la domeniul 325—450°C. Valorile reflectînd variaţia caracteristicilor cărbunelui în procesul de desulfurare sînt redate în tabela 2 şi în figura 4.

Tabela 2

Variația caracteristicilor cărbunilor în funcție de temperatură în procesul de desulfurare

Nr. Exp. U.M.	Timp de reacție ore	Temp. de reacție °C	Debit de aer l/h	Debit de abur ml/h	Depresiune mmCA	apă / aer ml/l	Caracteristicile cărbunelui desulfurat A^{anh}	S_t^{anh}	V^{anh}	Obs.
Cărbune inițial Aninoasa				—	—	—	9,74	2,24	41,52	Cărbune folosit Aninoasa; nr. de cod. 611, granulația, 0,25 — 1,00 mm
A—61	1,00	325	34,8	118	213	3,40	9,76	2,06	36,07	
A—62	1,00	349	35,5	127	181	3,58	10,65	1,80	29,10	
A—64	1,00	375	35,2	140	183	3,98	11,92	1,66	23,59	
A—63	1,00	403	35,2	130	160	3,69	15,24	1,36	22,14	
A—59	1,00	429	35,0	130	197	3,72	18,67	1,16	21,03	
A—66	1,00	452	35,0	130	158	3,72	23,02	1,12	—	

Din examinarea tabelei 1 se vede că desulfurarea este mai accentuată începînd de la 350°C și crește progresiv cu temperatura; concomitent crește și cenușa, respectiv arderea masei combustibile.

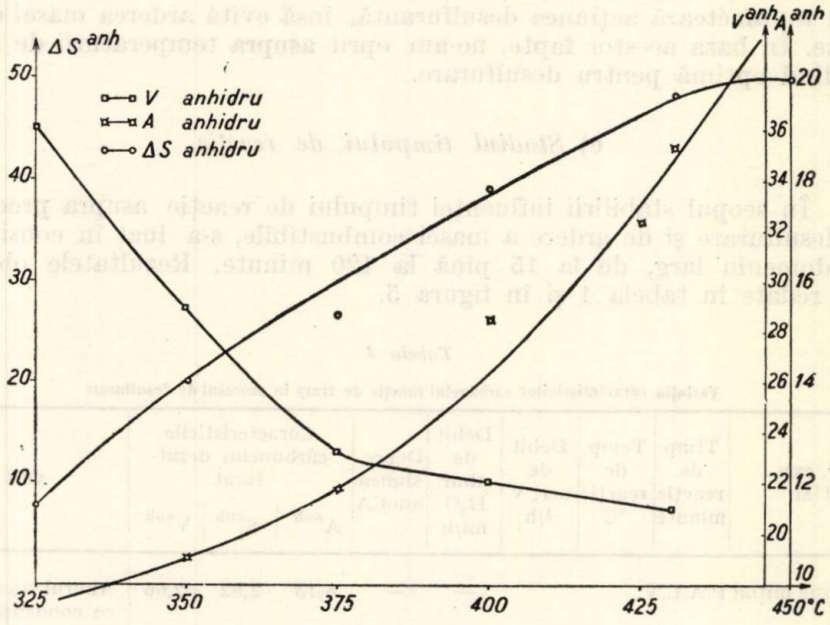


Fig. 4. — Variația caracteristicilor cărbunelui funcție de temperatură în procesul desulfurării.

Pentru a stabili mai precis influența temperaturilor asupra desulfurării într-un domeniu acceptabil al arderii masei combustibile, domeniul temperaturilor a fost restrîns de la 360°C la 400°C. Datele analitice și parametrii sînt redați în tabela 3.

Tabela 3

Nr. exp. UM	Temp. de reacţie °C	Debit de aer, V l/h	Debit de abur H_2O ml/h	Depresiunea mm CA	$\frac{H_2O}{V}$ ml/l	Caracteristicile cărbunelui desulfurat		
						A^{anh}	S_t^{anh}	V^{anh}
Cărbune iniţial P.A.L.V.			—	—	—	8,13	2,62	42,66
A—81	360	27,0	238	188	8,82	10,46	1,61	26,09
A—83	371	27,0	237	192	8,78	10,53	1,61	24,33
A—85	383	27,0	260	163	9,64	10,50	1,48	22,26
A—90	389	26,0	215	225	8,28	10,51	1,54	21,49
A—91	399	26,5	258	220	9,74	10,92	1,45	19,74

Observaţii: aburul s-a măsurat ca condensat; granulaţia cărbunelui iniţial, 0—1,00 mm.

Tabela 3 confirmă concluziile tabelei 2. Cenuşa, între temperaturile 360 şi 390°C, se menţine practic în aceleaşi limite, însă desulfurarea este sensibil influenţată. În acelaşi timp, se observă că micşorarea debitului de aer de la 35 l/h la 27 l/h şi mărirea debitului de abur de la 125 la 230 ml/h nu afectează acţiunea desulfurantă, însă evită arderea masei cărbunoase. În baza acestor fapte, ne-am oprit asupra temperaturii de 380°C, ca fiind optimă pentru desulfurare.

c) *Studiul timpului de reacţie.*

În scopul stabilirii influenţei timpului de reacţie asupra procesului de desulfurare şi de ardere a masei combustibile, s-a luat în considerare un domeniu larg, de la 15 pînă la 120 minute. Rezultatele obţinute sînt redate în tabela 4 şi în figura 5.

Tabela 4

Variaţia caracteristicilor cărbunelui funcţie de timp în procesul de desulfurare

Nr. exp. UM	Timp de reacţie minute	Temp. de reacţie °C	Debit de aer, V l/h	Debit de abur H_2O ml/h	Depresiunea mmCA	Caracteristicile cărbunelui desulfurat			Obs.
						A^{anh}	S_t^{anh}	V^{anh}	
Cărbune iniţial P.A.L.V.				—	—	8,13	2,62	42,66	Aburul s-a măsurat ca condensat. Granulaţia cărbunelui, 0—1,00 mm
A—101	15	379	26,7	256	187	9,38	1,79	22,59	
A—93	30	380	26,8	170	196	9,80	1,61	22,53	
A—98	45	382	27,0	228	238	10,31	1,56	21,78	
A—85	60	383	27,0	260	163	10,50	1,48	22,26	
A—99	90	380	26,8	190	159	11,39	1,35	24,21	
A—96	120	378	26,8	230	237	12,74	1,29	23,77	

Din examinarea datelor tabelei 4 se observă o tendinţă evidentă de scădere a conţinutului de sulf, concomitent cu creşterea conţinutului de

cenușă, în funcție de timp. În același timp, datele aruncă o lumină nouă asupra mecanismului desulfurării. Desulfurarea are loc în două etape. În prima etapă (10—15 minute) are loc o desulfurare masivă (de la 2,62% la 1,79%), însoțită de scăderea la aproape jumătate a materiilor volatile.

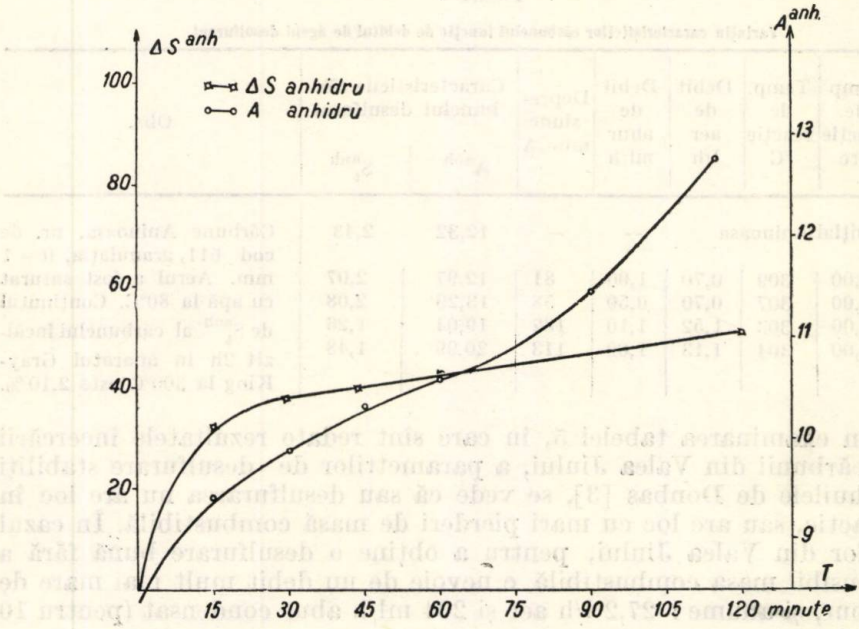


Fig. 5. — Variația caracteristicilor cărbunelui funcție de timp în procesul desulfurării.

În etapa următoare, sulful scade constant, însă puțin (de la 1,79% la 1,29% în 105 minute), materiile volatile menținîndu-se practic la același nivel. Aceste fapte sugerează existența unei strînse legături între desulfurare și perioada de degajare a materiilor volatile.

Din punct de vedere practic, timpul optim de reacție se găsește în intervalul 30—60 min, în care desulfurarea este destul de avansată, iar conținutul de cenușă al cărbunelui, acceptabil. Depășirea timpului de o oră duce la o desulfurare mai avansată, însă în detrimentul cărbunelui, a cărui cenușă crește.

d) *Studiul influenței raportului abur-aer și a debitului agentului desulfurant*

Atît raportul abur-aer, cît și debitul de agent desulfurant (respectiv de abur + aer) au o mare influență asupra procesului de desulfurare. În cazul trecerii aerului prin masa cărbunoasă, ne putem aștepta atît la desulfurare, cît și la arderea masei combustibile. Dimpotrivă, în cazul

unui debit mare de abur şi a unui debit mic de aer, în zona temperaturilor indicate nu are loc nici arderea masei combustibile, dar nici o desulfurare. Aceste afirmaţii sînt dovedite de datele tabelelor 5 şi 6.

Tabela 5

Variaţia caracteristicilor cărbunelui funcţie de debitul de agent desulfurant

Nr. exp. UM	Timp de reacţie ore	Temp. de reacţie °C	Debit de aer l/h	Debit de abur ml/h	Depresiune mmCA	Caracteristicile cărbunelui desulfurat A^{anh}	S_t^{anh}	Obs.
Cărbune iniţial Aninoasa				—	—	12,32	2,43	Cărbune Aninoasa, nr. de cod 611, granulaţia, 0 — 1 mm. Aerul a fost saturat cu apă la 80°C. Conţinutul de S_t^{anh} al cărbunelui încălzit 2h în aparatul Gray-King la 300°C este 2,10%.
A—20	2,00	309	0,70	1,00	81	12,97	2,07	
A—16	2,00	307	0,70	0,50	58	13,29	2,08	
A—3	2,00	303	1,52	1,10	182	19,04	1,26	
A—1	2,00	304	1,13	1,00	113	20,99	1,48	

Din examinarea tabelei 5, în care sînt redate rezultatele încercării pentru cărbunii din Valea Jiului, a parametrilor de desulfurare stabiliţi pentru huilele de Donbas [3], se vede că sau desulfurarea nu are loc în mod practic, sau are loc cu mari pierderi de masă combustibilă. În cazul cărbunilor din Valea Jiului, pentru a obţine o desulfurare bună fără a ataca sensibil masa combustibilă e nevoie de un debit mult mai mare de aer şi abur, şi anume : 27,2 l/h aer şi 204 ml/h abur condensat (pentru 10 g de cărbune).

Pornind de la aceste date experimentale, găsite în urma unei serii de încercări, s-a urmărit variaţia raportului abur-aer atît asupra eficienţei desulfurării, cît şi asupra arderii masei combustibile. Datele experimentale sînt trecute în tabela 6.

Tabela 6

Variaţia caracteristicilor cărbunelui funcţie de raportul abur-aer

Nr. exp. UM	Raport aer %	Raport abur %	Temp. de reacţie °C	Debit de aer l/h	Debit de abur ml/h	Caracteristicile cărbunelui desulfurat A^{anh}	S_t^{anh}	V^{anh}
A—104	10	90	380	16,8	215	9,89	1,64	21,71
A—85	15	85	383	27,0	260	10,50	1,48	22,26
A—106	20	80	382	38,3	201	11,86	1,48	22,24
A—108	30	70	378	65,8	215	10,22	1,59	23,48
A—111	40	60	380	106,0	235	11,62	1,48	—

Din examinarea datelor din tabela 6 se vede că desulfurarea nu este prea sensibil afectată de raportul abur-aer (în limitele valorilor arătate în tabela 6), pe cînd cenuşa, respectiv arderea masei cărbunoase, este mai

puternic afectată de acest raport. Valorile obținute pentru A—108 reprezintă, desigur, o eroare de analiză.

De aceea noi ne-am oprit la raportul optim 15% aer : 85% abur (gravimetric), adică 27,2 l/h aer + 204 ml/h abur sub formă de condensat.

e) *Studiul influenței granulației*

Pentru studiul influenței granulației asupra desulfurării cărbunilor s-au ales 5 clase granulometrice. Rezultatele sînt redate în tabelele 7 și 8, cuprinzînd analiza granulometrică a cărbunelui și respectiv rezultatele obținute la desulfurarea clasei granulometrice respective.

Tabela 7

Analiza granulometrică a claselor de cărbuni supuși desulfurării

Clasa granulometrică mm	Analiza granulometrică %						
	0,—0,25 mm	0,25—0,5 mm	0,5—1,0 mm	1,0—1,5 mm	1,5—2,0 mm	2,0—2,5 mm	2,5—3,0 mm
0,25—1,0	16,00	14,10	69,90	—	—	—	—
0,25—1,5	12,0	14,90	47,30	25,80	—	—	—
0,25—2,0	10,5	15,00	34,50	33,70	6,30	—	—
0,25—3,0	11,0	12,50	36,50	35,00	3,50	1,50	
0,00—3,0	9,20		35,20	32,40	3,60		19,60

În experiențele efectuate cu clasele granulometrice < 1, $< 1{,}5$, < 2, < 3 mm s-a eliminat clasa 0—0,25 mm, din cauză că era antrenată de curentul de gaze sau trecea prin sită în timpul desulfurării.

Tabela 8

Variația caracteristicilor cărbunilor funcție de clasa granulometrică

Granulația mm	Nr. experienței U.M.	Temp. de reacție °C	Debit de aer l/h	Debit de abur l/h	Caracteristica cărbunelui desulfurat %		
					A^{anh}	S_t^{anh}	V^{anh}
0,25—1	A—85	383	27,0	260	10,50	1,48	22,36
	A—113	380	27,0	212	—	1,54	23,75
0,25—1,5	A—119	379	27,0	215	10,85	1,40	22,81
	A—118	381	26,5	188	11,01	1,61	23,06
0,25—2,0	A—117	383	27,0	214	11,50	1,54	22,65
	A—116	382	27,0	210	10,80	1,51	22,85
0,25—3,0	A—115	380	27,2	218	11,30	1,64	23,41
	A—114	376	26,5	232	10,40	1,64	23,86
0—3,0	A—113	380	26,7	231	11,01	1,64	23,65
	A—120	380	27,0	223	—	1,61	23,83

Din examinarea datelor din tabela 8 se vede că desulfurarea este afectată de granulaţia cărbunelui supus desulfurării, însă nu atît de pronunţat ca în cazul desulfurării altor cărbuni [3], [18], [25]. Acest lucru poate fi explicat, după părerea noastră, prin natura diferită a cărbunilor folosiţi în experienţe, precum şi prin faptul că majoritatea cercetătorilor au folosit pentru desulfurare cărbuni măcinaţi la granulaţii foarte fine.

O concluzie de importanţă practică care se desprinde din tabela 8 este posibilitatea de a ne limita la o granulaţie grosieră a cărbunelui pentru desulfurare (0—3 mm), care se obţine în mod curent în industrie.

f) *Studiul influenţei cenuşii iniţiale a cărbunilor*

Mecanismul desulfurării cărbunilor cu amestec abur-aer nu este încă definitiv lămurit. Astfel, A. Z. Jurovski [3] susţine că reacţia de desulfurare este de natură tipic topochimică şi că are loc separat de reacţia de oxidare a carbonului. Iakobs şi Mirkus [25] admit o „luptă" pentru oxigen între pirită şi masa combustibilă a cărbunilor. Kulişenko şi Medvedev [15] susţin ipoteza descompunerii piritei, cu formare de complecşi sulf-cărbune, care, la rîndul lor, sînt atacaţi de oxigen şi astfel sulful este îndepărtat.

În lumina acestor fapte apare, interesantă de urmărit, acţiunea cenuşii asupra desulfurării, nefiind exclus ca ea să aibă un rol de catalizator, în special din punctul de vedere al ultimelor ipoteze admise [15].

Din studiile întreprinse de noi s-a stabilit, în linii foarte generale, că, în cazul conţinutului mic de cenuşă, desulfurarea scade şi arderea masei combustibile creşte; în cazul conţinutului mai ridicat de cenuşă al cărbunelui are loc o desulfurare mai avansată a acestora, însoţită de o ardere mai scăzută a masei combustibile. Aceste concluzii sînt oglindite de datele din tabelele 9 şi 10.

g) *Arderea masei cărbunoase*

Desulfurarea cărbunilor cu amestec abur-aer, indiferent prin ce mecanism se explică, are loc în prezenţa oxigenului din aer, care, bineînţeles,

Tabela 9

Caracteristicile granulometrice şi chimice ale cărbunilor spălaţi la o densitate 1,3 în $ZnCl_2$

Cărbuni	Analiza granulometrică %							Analiza chimică	
	0—0,25 mm	0,25—0,5 mm	0,5—1,0 mm	1—1,5 mm	1,5—2 mm	2—2,5 mm	2,5—3,0 mm	A^{anh}	S_t^{anh}
Lonea	4,90	51,80		31,50	9,30	1,60	0,90	5,49	1,83
Petrila	5,40	34,00		37,40	18,40	2,80	2,0	5,32	1,92
Aninoasa	12,80	46,00		30,80	9,40	1,40	0,40	5,68	1,53
P.A.L.V.	9,20	35,2		32,40	3,60		19,60	8,12	2,56
Vulcan	14,00	44,80		30,20	8,80	1,20	1,0	5,64	2,52

afectează şi masa combustibilă, provocînd arderea ei într-o măsură mai mare sau mai mică. Prin introducerea aburului şi dozarea lui corectă faţă de aer şi cărbuni, această ardere poate fi mult micşorată. De aceea în experienţele noastre am tins către o alegere cît mai judicioasă a parametrilor, în scopul obţinerii unei desulfurări avansate şi a unei arderi cît mai reduse.

Tabela 10

Variaţia caracteristicilor cărbunelui desulfurat în funcţie de natura şi cenuşa cărbunilor

Cărbune	Nr. de cod al cărbunelui	Nr. experienţei	Temperatura de reacţie °C	Debit de aer l/h	Debit de abur ml/h	Caracteristicile cărbunelui desulfurat A^{anh}	S_t^{anh}
Lonea	700	122	380	27,0	240	8,05	1,45
		123	381	27,1	235	8,96	1,13
Petrila	711	128	381	27,0	186	10,75	1,32
		129	381	27,0	212	7,67	1,32
Aninoasa	611	126	378	27,1	242	7,45	1,07
		127	381	27,0	243	7,15	1,20
P.A.L.V.	—	130	381	27,0	212	12,60	1,51
		131	381	27,0	226	12,09	1,67
Vulcan	612	124	380	27,0	223	9,54	1,76
		125	381	27,0	215	9,80	1,64

Arderea masei cărbunoase s-a calculat după formula:

$$A_{rd} = \frac{A_{dd} - A_{dn}}{A_{dn}} \times 100, \ \% \qquad (I)$$

unde

A_{dd} — cenuşa cărbunelui desulfurat, determinată analitic, %
A_{dn} — cenuşa naturală a cărbunelui desulfurat %, calculată din expresia

$$A_{dn} = \frac{A_{ic}}{R} \times 100, \ \% \qquad (II)$$

unde

A_{ic} — cenuşa cărbunelui iniţial, %,
R — randamentul în cărbune desulfurat, %, calculat după expresia

$$R = \frac{100 - V_{ic}}{100 - V_{dd}} \times 100, \ \%$$

unde

V_{ic} — materiile volatile ale cărbunelui inițial, %
V_{dd} — materiile volatile ale cărbunelui desulfurat, %.

Toate valorile de mai sus sînt raportate la cărbunele uscat (anhidru).

Valorile arderii masei combustibile, calculate după formula (I) de mai sus, sînt redate în tabela 11, în care sînt incluse datele referitoare la experiențele cu domeniu de temperatură cuprins între 360 şi 400°C, domeniu în care desulfurarea este avansată, iar arderea masei combustibile acceptabilă.

Tabela 11

Variația randamentului în cărbune desulfurat şi a arderii în procesul desulfurării

Nr. exp. UM	Timp de reacție ore	Temp. de reacție °C	Debit		Caracteristicile cărb. desulf.			
			aer l/h	abur ml/h	A^{anh} %	S_t^{anh} %	Rand. %	Ardere %
A—81	1,00	360	27,0	238	10,46	1,61	77,5	0,00
A—83	1,00	371	27,0	237	10,53	1,61	75,8	1,80
A—85	1,00	383	27,0	260	10,50	1,48	73,8	4,76
A—90	1,00	389	26,0	215	10,51	1,54	73,0	5,90
A—91	1,00	399	26,5	258	10,92	1,45	71,5	4,12
A—93	0,50	380	26,8	170	9,80	1,61	74,2	—7,72
A—104	1,00	380	16,8	215	9,89	1,64	73,2	2,10
A—108	1,00	379	65,8	215	10,22	1,59	74,8	2,20
A—88	1,00	392	24,2	142	10,42	1,48	72,8	3,80

Din examinarea datelor din tabela 11 se vede că arderea masei combustibile variază în limite largi (de la 0 la 6%), fiind în majoritatea cazurilor cuprinsă între 3 şi 4%. La unele probe (de ex. A—93) s-au observat şi arderi negative care se pot explica prin erori de analiză sau la efectuarea desulfurării. Se poate considera că arderea masei combustibile este de ordinul 4—5%, fiind funcție, mai degrabă, de raportul abur-aer decît de temperatură (bineînțeles, în anumite limite).

CONCLUZII

1) Întrucît în viitorul apropiat cărbunii neaglutinanți din Valea Jiului, actualmente cărbuni energetici, vor constitui baza de materii prime pentru industria cocsochimică din R.P.R., după o nouă tehnologie s-a studiat efectul desulfurant al amestecului abur-aer asupra acestora.

2) S-a studiat influența diferiților parametri asupra procesului de desulfurare, ca: temperatura, durata, granulația cărbunelui, cenuşa, raportul abur-aer, raportul agent desulfurant — cărbune etc.

3) S-au stabilit condițiile tehnice optime ale desulfurării în strat fix.

4) S-a stabilit că desulfurarea cărbunilor de Valea Jiului cu amestec abur-aer este posibilă şi că la o desulfurare suficient de avansată

—40—45%—arderea masei cărbunoase este relativ scăzută, fiind în medie de ordinul 4—5%.

5) Această cale de desulfurare devine actuală dacă se adresează cărbunilor necocsificabili, destinați fabricării cocsului printr-o tehnologie nouă, în care cocsul se realizează pe altă cale decît în tehnologia clasică.

ОБЕССЕРИВАНИЕ КАМЕННОГО УГЛЯ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГАЗООБРАЗНОГО ОБЕССЕРИВАЮЩЕГО АГЕНТА

СООБЩЕНИЕ I. ИСПЫТАНИЯ ОБЕССЕРИВАНИЯ УГЛЕЙ ВАЛЯ ЖИУЛУЙ В НЕПОДВИЖНОМ СЛОЕ ПУТЕМ ОКИСЛЕНИЯ

РЕЗЮМЕ

Авторы излагают полученные в лаборатории результаты обессеривания при низких температурах некоксующегося каменного угля при помощи окисляющего агента.

Были исследованы главные, влияющие на процесс обессеривания параметры, а именно: температура, продолжительность, соотношение пар-воздух и количество обессеривающего агента, грануляция угля, исходная зольность угля и др.

Указывается, что существует ряд основных условий, при которых происходит достаточно глубокое обессеривание 40 ...45% при угаре углеродной массы 4 ... 5%.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Окисляющее действие насыщенного водяным паром воздуха при различных температурах (25° и 100°С), на серный колчедан (пирит) и чистый марказит, в зависимости от времени [27].

Рис. 2. — Бомба для обессеривания. *1* — Корпус бомбы; *2* — трубка для ввода обессеривающей смеси; *3* — гнездо для обессериваемой навески; *4* —крышка; *5* — трубка для выхода газообразной смеси; *6* — гнездо для термометра; *7* — медная уплотнительная прокладка.

Рис. 3. — Установка для обессеривания в покоящемся слое. *1* — Воздуходувка; *2* — ротаметр; *3* — парогенератор; *4* — бунзеновская горелка; *5* — печь Копперса; *6* — реторта; *7* — нитрит-нитратная ванна; *8* — бомба для обессеривания; *9* — дегудронатор; *10* — холодильник; *11* —сосуд для измерения конденсата (парового); 12 — манометр; *13* — автотрансформатор; *14* — термометр.

Рис. 4. — Изменение характеристик угля в зависимости от температуры в процессе обессеривания.

Рис. 5. — Изменение характеристик угля в зависимости от продолжительности процесса обессеривания.

DÉSULFURATION DES CHARBONS AUX BASSES TEMPÉRATURES PAR UN AGENT DÉSULFURANT GAZEUX

NOTE I. ESSAIS DE DÉSULFURATION À COUCHE FIXE, PAR LA MÉTHODE DE L'OXYDATION, DE CERTAINS CHARBONS DE LA VALLÉE DU JIU

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent les résultats obtenus au laboratoire lors de la désulfuration des charbons non cokéfiables, aux basses températures et à l'aide d'un agent oxydant.

Ils ont étudié les principaux paramètres influençant le processus de désulfuration, à savoir : température, durée, rapport vapeur d'eau—air et quantité d'agent désulfurant, granulation des charbons, cendre initiale des charbons, etc.

Ils montrent l'existence de toute une série de conditions fondamentales dans lesquelles on obtient une désulfuration assez avancée, de 40—45%, avec une combustion de la masse de charbons ne dépassant pas 4—5%.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1 — Effet oxydant de l'air saturé de vapeur d'eau à diverses températures (25°C et 100°C) sur la pyrite et la marcassite pures, en fonction du temps [27].

Fig. 2. — Bombe désulfurante.

1 — corps de la bombe ; *2* — tube d'entrée du mélange désulfurant ; *3* — place de l'échantillon à désulfurer ; 4 — couvercle ; *5* — tube de sortie du mélange gazeux ; *6* — place du thermomètre ; *7* — garniture étanche de cuivre.

Fig. 3. — Installation de désulfuration à couche fixe. *1* — soufflerie d'air ; *2* — rotamètre ; *3* — générateur à vapeur ; *4* — bec Bunsen ; *5* — four Koppers ; *6* — retorte ; *7* — bain d'azotite-azotate ; *8* — bombe désulfurante ; *9*— dégoudronnateur ; *10* — réfrigérant ; *11*— récipient pour la mesure de la vapeur condensée ; *12* — manomètre ; *13* — résistance de chauffage ; *14* — thermomètre.

Fig. 4. — Variation des caractéristiques du charbon en fonction de la température durant le processus de désulfuration.

Fig. 5. — Variation des caractéristiques du charbon en fonction du temps durant le processus de désulfuration.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Directivele celui de-al III-lea Congres al P.M.R.*, Ed. Politică, Bucureşti, 1960.
2. H. ZEILINSKI, *Prace Instytutu Chemicznej Przerobki Wegla nad otrzymiwaniem koksu metalurgicznego z wegli niekoksujacych.* Koks-Smola-Gaz, *6* (1957).
3. А. З. ЖУРОВСКИЙ, *Сера каменных углей.* Изд. Акад. Наук СССР, Москва, 1960.
4. I. L. BLUM, M. MARINESCU, *Le bassin de charbons Petroşani — Valea Jiului.* Etude chimico-technique, stade de métamorphose et classification, Bucureşti, 1938.
5. I. BLUM, M. GORUNEANU, T. PIATKOWSKI, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota I. Formele compuşilor cu sulf din cărbunii cocsificabili din R.P.R.*, Bul. ştiinţ., Secţiunea de ştiinţe tehnice şi chimice, **IV**, *1—2* (1952).
6. H. H. LOWRY, *Chemistry of coal utilization.* New York-London, 1945.
7. GODFREY W. HIMUS, *The elements of fuel technology*, Leonard Hill Limit., Londra, 1947.

8. A. LIESSNER u. V. NEMENS, Brennstoff-Chemie, *16*, 101 (1936).
9. D. I. W. KREULEN, *Sulfur coal of Istria*, Fuel, *31* (1952).
10. В. А. АЛЕКСЕЕВА, *Действие хлора на украинские бурые угли.* Украинский химический журнал, **20**, *3*, 319—324 (1954).
11. N. N. CHATTERJEE, *Sulphur in Indian Coals*, Indian Mining, **3**, *9*, 25—33 (1955), citat după Refer. jurnal himia, **38**, 606 (1957).
12. А. З. ЖУРОВСКИЙ, В. К. КАМИНСКИЙ, А. Л. РУБИНШТЕЙН, *Об элементарной сере в каменных углях.* Химия и технология топлив и масел, *7*, 20—23 (1957).
13. Г. С. КАЛМЫКОВ, *Органическая сера Кизеловских углей по данным микроскопического и химического анализов.* Разведка и охрана недр, *3*, 18—22 (1958).
14. В. ГЛУУД, Г. ШНЕЙДЕР Х. ВИНТЕР, *Производство кокса.* Изд. Донуголь, 1930, 163—165.
15. А. З. КУЛИШЕНКО, К. М. МЕДВЕДЕВ, *Применение радиоизотопа* S^{35} *к исследованию процесса обессеривания углей.* Кокс и Химия, *7*, 5—10 (1960).
16. R. E. BREWER, I. K. GHOSH, *Desulfuration of coal during carbonization with added gazes*, Ind. Eng. Chem., *41*, 2044 (1949).
17. С. ГУРАРИЙ, *Обессеривание кокса.* Украинский химический журнал, **6**, *2*, 49—83 (1931).
18. T. A. MANGELSDORF, F. P. BRANGHTON, *Effect of atmosphere on desulfurization of coal during carbonization*, Ind. Eng. Chem., 24, 1136—37 (1932).
19. М. А. ПАВЛОВ, *Металлургия чугуна.* Металлургиздат, Москва, 1949.
20. I. BLUM, TH. PIATKOWSKI, I. EPURE, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota IV. Influența adaosurilor anorganice asupra conținutului de sulf și a formelor de sulf din cocsurile obținute din huile de gaz de Valea Jiului.* Studii și cercetări de energetică, **7**, *2*, (1957).
21. R. D. SNOW, *Conversion of coal sulfur to volatile sulfur compounds during carbonization in streams of gases*, Ind. Eng. Chem., *24*, 903—909 (1932).
22. I. BLUM, T. PIATKOVSKI, N. SÎRBU, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota II.* Studii și cercetări de energetică, **V**, *1—2*, 217—224 (1955).
23. I. BLUM, H. MANDEL, D. MAFTEI, *Încercări de desulfurare a cărbunilor cocsificabili din R.P.R. Nota III.* Studii și cercetări de energetică, **V**, *3—4*, 565—573 (1955).
24. G. W. ZIELKE, G. P. CURRON, E. GORIN, G. E. GORING, *Desulfurization of low temperature char by partial gasification*, Ind. Eng. Chem., **46**, *1*, 53—56 (1956).
25. I. K. IAKOBS, I. D. MIRKUS, *Coal desulfurization in a fluidized carbonizer*, Ind. Eng. Chem., **50**, *1*, 24—26 (1958).
26. О. МИХАЙЛЕНКО, А. П. КРЕШКОВ, *Окислительные свойства пирита*, Журнал Общей Химии **7**, 1959—1968 (1937).
27. S. W. PARR, *The analysis of fuel, gas, water and lubricants*, Industrial Chemical Series, New York-Londra, 1932.
28. * * * *Manualul inginerului chimist*, vol. 3, Ed. tehnică, București, 1958.
29. I. BARBU, I. ȘTEFĂNESCU, N. TEODORESCU, *Producerea cocsului brichete din cărbuni neaglutinanți și încercarea acestui cocs în furnal.* Cercet. metalurgice și miniere, *2* (1960).
30. I. BLUM, I. NISTOR (Protocol), *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termo-chimic*, 1959.
31. I. BLUM, *Étude sur les possibilités de fabrication d'un coke métallurgique avec du charbon roumain. Note II*, Bull. de Chim. pure et appl., Soc. Roum. Sci., **XXXIII**, *1—6* (1930).

COCS-BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

III. TEHNOLOGIE *)

DE

I. BLUM și I. NISTOR

Condițiile calitative ușoare care sînt impuse materiei prime de procedeul fabricării prin tratament termochimic a cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți [1], [2] fac posibilă existența unei largi maleabilități a fluxului tehnologic. Pentru condițiile țării noastre se propun două variante : prima în care degazarea cărbunelui are loc în fluidizoare de tipul „Carbofluid", iar a doua în care eliminarea materiilor volatile se efectuează în cuptoarele clasice de cocs, orizontale sau verticale.

Varianta I, în care degazarea cărbunilor se face prin fluidizare și varianta a II-a *A* — degazarea cărbunilor în cuptoare verticale — se propun pentru dezvoltarea producției de cocs metalurgic în viitor, în timp ce varianta a II-a *B* — degazarea cărbunilor în cuptoare orizontale — reprezintă o cale pentru asigurarea cu materie primă din țară a cuptoarelor de cocs existente, cu eliminarea parțială sau chiar totală a importului de cărbune cocsificabil. Totodată se prezintă și varianta a III-a, pentru valorificarea mărunților de cocs, rezultați din procesul de cocsificare clasică la Uzina cocso-chimică Hunedoara și Cocseria Reșița, cît și la sortarea granulometrică a cocsului de import.

VARIANTA I. DEGAZAREA CĂRBUNILOR PRIN FLUIDIZARE

Cărbunii neaglutinanți sau slab aglutinanți (Petrila, Aninoasa, Lonea, Uricani, Vulcan, Bărbăteni etc.), spălați, se macină în dezintegratoare cu bare, la granulația 0 — 5 mm cu care se introduc în fluidizor.

*) Lucrarea s-a trecut prin secția de combustibili a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în ziua de 9 ianuarie 1960.

Schema fluxului tehnologic este prezentată în figura 1.

Prin fluidizare se pot fabrica produse care să se eşaloneze între un semicocs de cca 500°C, care conţine aproximativ 15% materii volatile, şi un *cocs de fluidizare* fabricat la cca. 800°C, care conţine numai 2 — 3% materii volatile şi este asemănător prafului de cocs [3].

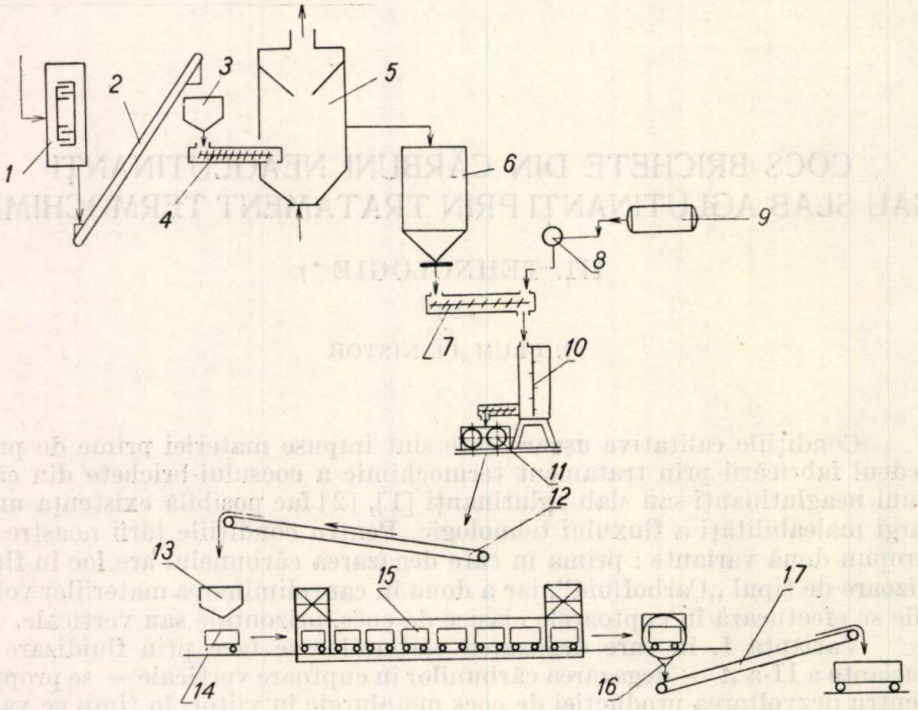


Fig. 1.— Schema fluxului tehnologic pentru fabricarea cocsului-brichete prin tratament termochimic.

Acest cocs de fluidizare este cel care convine procesului tehnologic, iar obţinerea lui nu prezintă dificultăţi; concomitent, rezultă gaz în cantitate importantă şi gudron asemănător celui de temperatură înaltă. Producerea cocsului de fluidizare la 800°C nu diferă de fabricarea actuală a semicocsului în cuptoarele „Carbofluid" decît prin temperatura de carbonizare.

Cocsul de fluidizare mai poate fi obţinut însă şi prin :

— carbonizare la 900°C, cînd, din cauza măririi temperaturii stratului fluidizat, gudronul crachează, rezultînd ca subprodus numai gaz;

— carbonizare cu postcombustie (cracking autotermic al gudronului), care se realizează prin adăugarea unei mici cantităţi de aer gazului cu

vapori de gudron, care iese din stratul fluidizat și care duce la crackingul gudronului;

— carbonizare în două etape, cînd o dată cu cocsul de fluidizare se obține gudron de temperatură joasă și o mică cantitate de gaz.

Dacă se lucrează fără preîncălzirea aerului sau cărbunelui se obține:

— la 800°C un gaz de 1 500 kcal/m³; gudronul poate dispărea prin postcombustie la 900°C, gazul rezultat avînd o putere calorică superioară de 1 200 kcal/m³;

— la 900°C în strat, un gaz fără gudron cu 1 200 kcal/m³.

Dacă se preîncălzește aerul sau cărbunele, se poate ridica puterea calorică superioară a gazului la cca 2 000 kcal/m³.

R. Loison și P. Foch dau o serie de date asupra randamentelor și caracteristicilor diverselor funcționări ale fluidizorului cu aer preîncălzit (tabela 1).

Tabela 1

Randamentele și caracteristicele diverselor funcționări ale fluidizorului cu aer preîncălzit [3]

1° Caracteristicile produselor	Carbonizare într-un etaj — Temperatura de carbonizare 500°C	Carbonizare într-un etaj — Temperatura de carbonizare 800°C	Carbonizare cu craking autotermic	Carbonizare în două etaje
— cărbune	flambant sec (35 % V^{anh}) cu 8 % cenușă și 10 % umiditate			
— materii volatile în cocs, %	14	2—3	2—3	2—3
— P. cal. sup. a gazului (nedebenzolat) kcal/m³ N	2200	2600	2000	3000
— cenușa în cocs, %	10—11	12—13	12—13	12—13
2° Randamente industriale pentru 1 t cărbune uscat				
— cocs, kg	770	625	630	630
— gudron, kg	68	35	—	68
— praf, kg	14	10	—	14
— uleiuri, kg	40	20	—	40
— gaz nedebenzolat, kg	280	600	1000	400

Dintre posibilitățile de a obține cocsul de fluidizare se pare că cea mai potrivită este cea cu temperatura de carbonizare de 800°C într-un etaj, care oferă simplitate în aplicare (față de procedeul Carbofluid [4] diferă numai temperatura patului) și obținerea de subproduse, ca la orice cocsificare.

Cocsul de fluidizare este apoi brichetat în prese-valțuri, cu folosirea ca liant a bitumului de petrol parafinos, în proporție de 10—12 %, la o presiune de brichetare de 250—280 kg/cm². Brichetele se supun apoi tratamentului termochimic (oxidării) în cuptoare - tunel, la 250°C, în vagoneți sau pe banda transportoare.

Durata oxidării, după datele din cercetările în faza-pilot, este de cca 4 ore; restul operațiilor tehnologice — măcinare, cocsificare prin fluidizare, brichetare, transport — necesită încă o oră.

Schema tehnologică propusă în varianta I este redată în figura 2.

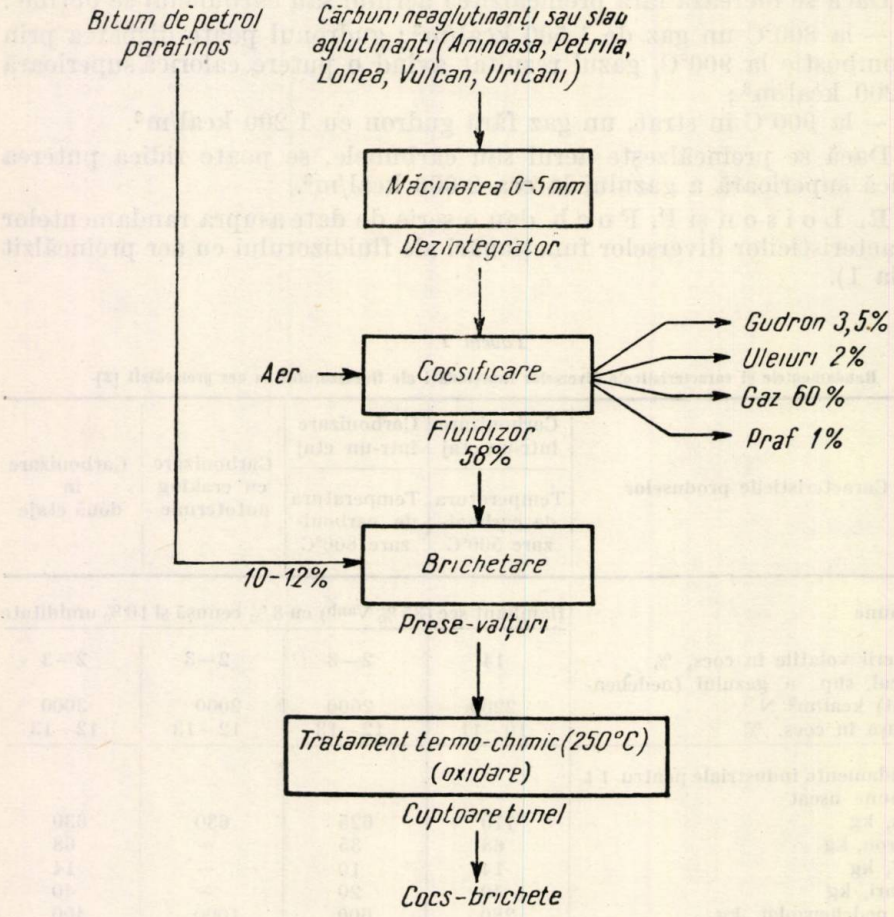


Fig. 2. — Schemă tehnologică pentru obținerea cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanți sau slab aglutinanți prin tratament termochimic (oxidare). Varianta I — degazarea cărbunilor prin fluidizare.

Utilizarea acestei variante pentru fabricarea cocsului-brichete oferă avantaje însemnate:

— *posibilitatea utilizării oricărei materii prime cărbunoase cu cenușă corespunzătoare* (indiferent de însușirile de aglutinare respective), excluzînd necesitatea respectării anumitor proporții între cărbunii componenți ai șarjei;

Prin aceasta, se permite utilizarea pentru cocs-brichete a întregii producții de cărbuni din Valea Jiului. Faptul că procedeul permite, cu bune

rezultate, utilizarea bitumurilor parafinoase de petrol, disponibile în mari cantități în țara noastră, prezintă avantajul că nu limitează producția de cocs-brichete, ca în cazul în care procedeul ar necesita smoală de cocs al cărui disponibil este limitat. Procedeul propus permite deci *o mai importantă lărgire a bazei de materii prime pentru cocs* decît procedeul într-o treaptă și jumătate, care pretinde o anume compoziție a șarjei de cărbuni, unde intervin neapărat și cărbunii cocsificabili (Lupeni), în care țara noastră este deficitară chiar pentru instalațiile de cocsificare clasică existente astăzi;

— reducerea duratei de prelucrare tehnologică a cărbunilor de la cca *18 ore* (procedeul clasic: cuptoare orizontale de cocs la Uzina cocsochimică Hunedoara) sau cca. *10 ore* (procedeul pentru fabricat cocs-brichete într-o treaptă și jumătate) la aproximativ *5 ore*;

— realizarea unui flux tehnologic continuu de producție a cocsului, care reprezintă un salt la nivelul cel mai înalt al tehnicii moderne;

— crearea unor posibilități de automatizare largi;

— rezolvarea problemei degazării cărbunilor prin folosirea celui mai modern cuptor bazat pe utilizarea fluidizării, care, datorită excepționalului transfer de masă și termic, duce la productivități foarte mari; cuptoarele de fluidizare pentru 800°C se pot fabrica în țară, după tipul „Carbofluid", bineînțeles după experimentări în care să se definitiveze eventualele modificări pentru îmbunătățirea procesului.

VARIANTA A II-A A ȘI B. DEGAZAREA CĂRBUNILOR ÎN CUPTOARELE CLASICE DE COCS (VERTICALE ȘI ORIZONTALE)

Pentru fabricarea cocsului metalurgic pe cale clasică, în țara noastră se folosesc cca. 25% cărbuni cocsificabili din import, necesari în prezent atît cantitativ cît și, parțial, calitativ.

Din cercetările efectuate la stația-pilot de cocsificare de la Lupeni, a reieșit comportarea diferită a cărbunilor de Lupeni, Uricani și Vulcan, amestecați individual cu procentele optime de semicocs.

Rezultatele obținute sînt redate în tabela 2.

Tabela 2

Rezistența mecanică la toba MICUM a cocsurilor obținute din cărbuni de Lupeni, Uricani și Vulcan, amestecați individual cu procentele optime de semicocs*)

Compoziția șarjei	Rezistența mecanică la toba MICUM			
	> 40 mm	40—25	25—10	< 10 mm
Lupeni — 87% Semicocs — 13%	64,9	15,5	6,3	13,3
Uricani — 91% Semicocs — 9%	45,6	10,0	5,3	39,1
Vulcan — 92% Semicocs — 8%	21,2	13,2	11,8	53,8

*) Aceste rezultate sînt obținute prin cocsificarea cărbunilor spălați individual din producția curentă, măcinați de la 0—3 mm, iar semicocsul 0—1 mm. Cocsificarea s-a efectuat în cuptoare-pilot de șamotă la cca. 1 150—1 200 °C.

Din cifrele prezentate apare evidentă influenţa negativă a prezenţei, în special, a cărbunilor, de Vulcan, dar şi a celor de Uricani, asupra cali-

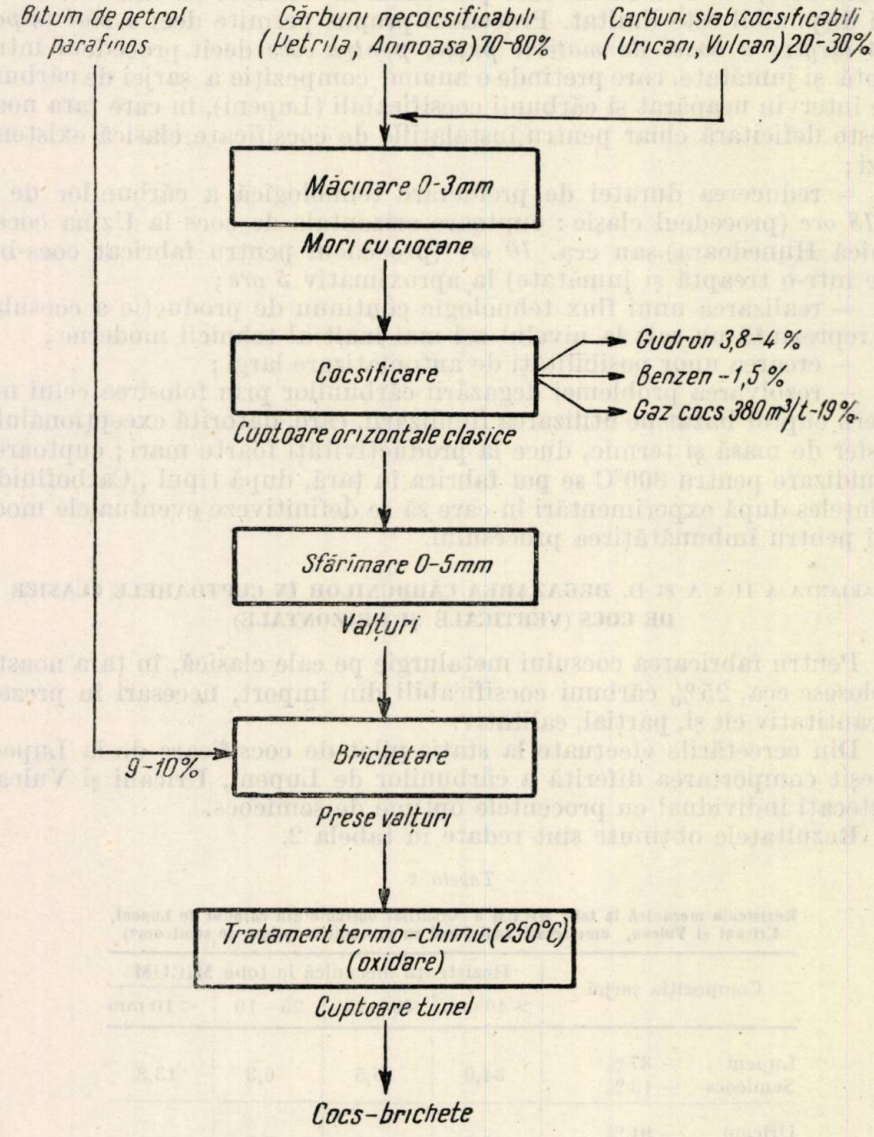


Fig. 3. — Schema tehnologică pentru obţinerea cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi, prin tratament termochimic (oxidare). Varianta a II-a — degazarea cărbunilor în cuptoarele clasice de cocs.

tăţii şarjei care conţine cărbuni de Lupeni, Uricani, Vulcan. Estomparea efectului lor se realizează prin adaosul de cărbuni cocsificabili din import.

În vederea eliminării substanțiale a folosirii cărbunilor de import din șarja infurnată în prezent la uzinele noastre cocso-chimice, se propune folosirea cărbunilor din Valea Jiului cu bune însușiri de cocsificare, în amestec cu semicocs și eventual cu un procent redus de cărbune de import, pentru obținerea unui cocs prin tehnologia clasică actuală și folosirea restului capacității cuptoarelor, pentru degazarea cărbunilor slab cocsificabil (Uricani, Vulcan) în amestec cu cei necocsificabili (Aninoasa, Petrila), pentru obținerea unui cocs cu rezistență mecanică slabă care să constituie materia primă pentru fabricarea cocsului-brichete, după cum se arată în schema tehnologică din figura 3.

Cocsul cu rezistență mecanică slabă, sfărîmat la valțuri sau la un alt tip de moară la granulația 0—5 mm, este apoi brichetat în prese-valțuri, cu folosirea ca liant a bitumului de petrol parafinos, în proporție de 9—10%, la o presiune de brichetare de 250—280 kg/cm^2.

Brichetele se supun apoi tratamentului termochimic (oxidării) în cuptoare-tunel la 250°C, în vagoneți sau pe bandă transportoare.

Durata oxidării este de cca. 4 ore.

Utilizarea acestei variante este justificată numai dacă înlocuirea cărbunilor din import acoperă cheltuielile suplimentare cerute de tehnologia cocsului-brichete, ca și noile investiții necesare pentrul brichetare și oxidare.

VARIANTA A III-A. VALORIFICAREA MĂRUNȚILOR DE COCS

Călăuziți de expunerea făcută de tovarășul Gh. Gheorghiu-Dej la ședința plenară a C.C. al P.M.R. din 26—28 noiembrie 1958, în care arată că „eforturile principale în domeniul dezvoltării economiei naționale în anul 1959 trebuie îndreptate către descoperirea și valorificarea numeroaselor și importantelor rezerve existente în toate ramurile economiei naționale, în toate întreprinderile, prin utilizarea mai bună a capacităților de producție, scurtarea termenelor de dare în funcționare a noilor instalații, prin economii de materii prime și materiale în vederea creșterii producției și a reducerii mai accentuate a prețului de cost”*), s-a cercetat fabricarea cocsului-brichete din mărunți de cocs.

În procesul de cocsificare clasică rezultă și o cantitate însemnată de mărunt de cocs (50—100 kg/t cocs).

Analiza granulometrică a măruntului de cocs indică cca. 50% > > 25mm, 30—40% între 5 și 25 mm și 10—20% < 5 mm.

Ar rezulta deci cca. 40 000 t de mărunt de cocs/an cu o granulație sub 25 mm, din care aproximativ 10 000 t de mărunt de cocs cu granulația 0—5 mm.

Fracțiunea 0—5 mm se separă prin sortare, iar fracțiunea 5—25 mm se macină la granulația 0—5 mm, după care măruntul de cocs se usucă la o umiditate de 8% în fluidizoare.

*) Gh. Gheorghiu-Dej, Expunerea făcută la ședința plenară a Comitetului Central al P.M.R. din 26—28 noiembrie 1958. Ed. politică, București, 1958, 67.

Măruntul de cocs uscat este brichetat cu 9—10% bitum de petrol parafinos în prese-valţuri la 250—280 kg/cm² şi apoi tratat cu gaze arse diluate cu aer la 250°C în cuptoare-tunel.

În acest mod se valorifică raţional mărunţii de cocs sub 25 mm, care în prezent se folosesc parţial la alimentarea gazogenelor de la Uzina „Cris-

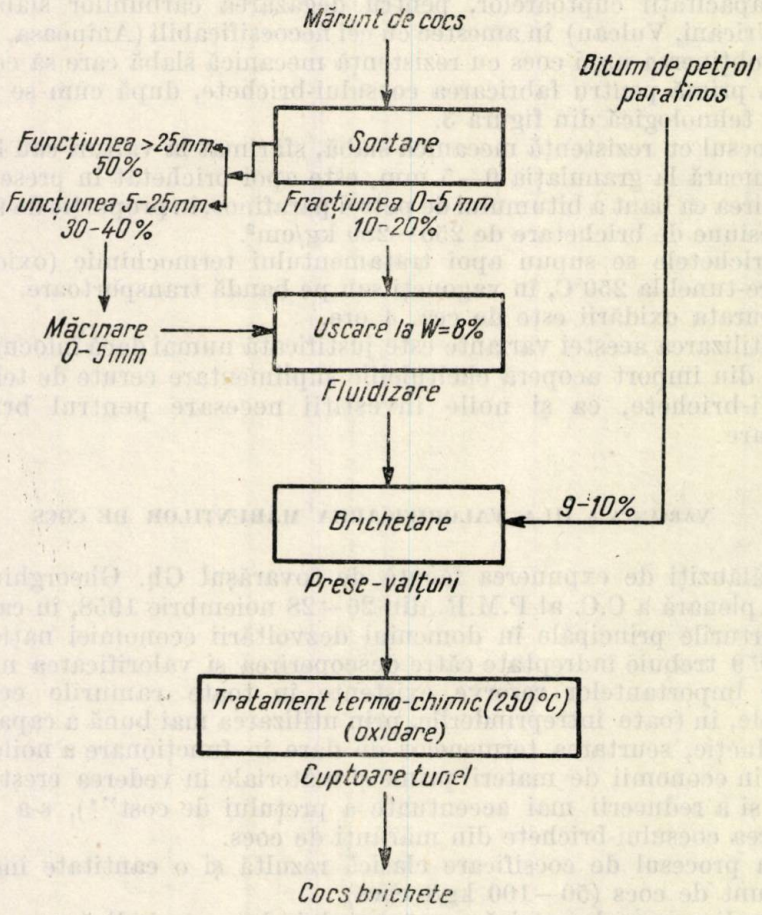


Fig. 4. — Schema tehnologică pentru obţinerea cocsului-brichete din mărunţi de cocs, prin tratament termochimic (oxidare).
Varianta a III-a — utilizarea raţională a mărunţilor de cocs.

tea Nicolaie" — Galaţi şi care pot fi alimentate cu cărbuni inferiori. Se pot produce cca 45 000 t de cocs-brichete/an.

★

În concluzie, pentru producţia pe scară industrială a cocsului-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termo-

chimic este preferabilă varianta I, cu folosirea fluidizoarelor pentru degazarea cărbunilor.

Comparativ, față de procedeul clasic de cocsificare și procedeul într-o treaptă și jumătate, tehnologia propusă spre realizare în varianta I prezintă următoarele avantaje principale :

— posibilitatea utilizării oricărei materii prime cărbunoase, cu cenușa corespunzătoare (indiferent de însușirile de aglutinare respective) ;

— acceptarea unei granulații mai largi (0—5 mm) ;

— reducerea ciclului de fabricație de la 18—10 ore la 5 ore ;

— continuitatea procesului de producție.

Față de cocsul fabricat după procedeul într-o treaptă și jumătate, mai apar ca avantaje :

— posibilitatea folosirii ca liant a bitumului petrolier parafinos, disponibil și puțin utilizat în alte domenii ;

— cantitate mai redusă de liant.

Ca dezavantaje față de ambele procedee, apar :

— natura gazului de cocs (mai puțin concentrat din punct de vedere energetic) obținut la fluidizare ;

— conținutul mai ridicat de materii volatile în cocs.

Pentru eliminarea parțială sau chiar totală a importului de cărbuni cocsificabili intră în discuție varianta a II-a, cu degazarea cărbunilor în cuptoarele clasice de cocs (orizontale).

Utilizarea rațională a mărunților de cocs se poate face, prin tehnologia expusă în varianta a III-a, dintr-un deșeu de fabricație, rezultînd un cocs cu indice de rezistență mecanică $M_{40} > 80$.

ПРОИЗВОДСТВО БРИКЕТНОГО КОКСА ПУТЕМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НЕСПЕКАЮЩИХСЯ ИЛИ СЛАБОСПЕКАЮЩИХСЯ СОРТОВ КАМЕННОГО УГЛЯ

III. ТЕХНОЛОГИЯ

РЕЗЮМЕ

На основании проведенных в лабораторных условиях и на опытной установке исследований, авторы предлагают три варианта технологического потока для производства брикетного кокса путем термохимической обработки неспекающихся или слабоспекающихся сортов каменного угля. Приводятся критические соображения по применению предлагаемого способа , сравнительно с классическим и другими современными методами коксования.

BRIQUETTES DE COKE DE CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, OBTENUES PAR TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

III. TECHNOLOGIE

RÉSUMÉ

Après les recherches effectuées dans les phases de laboratoire et de pilote, les auteurs proposent trois variantes du flux technologique pour la fabrication, par traitement thermochimique, des briquettes de coke de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants. Les auteurs font des commentaires critiques sur le procédé proposé, en le comparant avec la cokéfaction classique, ainsi qu'avec d'autres méthodes modernes de cokéfaction.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. I. Cercetări în fază-laborator.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *2*, 397—409 (1960).
2. — *Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. II. Cercetări în fază-pilot.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *3*, 563—575 (1960).
3. R. LOISON, P. FOCH, *Rapport sur l'activité de la station expérimentale de Marienau en 1957.* Revue de l'Industrie minérale, 277—315 (1959).
4. M. IONESCU, *Fluidizarea aplicată la fabricarea semicocsului din cărbuni din Valea Jiului şi alte posibilităţi de folosire a fluidizării pentru valorificarea cărbunilor.* Revista Minelor, **X**, *10*, 430—436 (1959).

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND DETERMINAREA TENSIUNILOR DE CONTURNARE A LANŢURILOR DE IZOLATOARE IC_4 *)

DE

G. DRĂGAN, B. POPA, şi I. ADĂMUŢ

1. CONSIDERAŢII GENERALE

Liniile electrice aeriene de înaltă tensiune construite sau prevăzute în cadrul acţiunii de electrificare a ţării noastre se echipează, în ultimul timp, cu izolatoare IC_4, de fabricaţie indigenă.

Comportarea acestor izolatoare la supratensiuni nu a fost analizată decît parţial [1], fapt care creează greutăţi în stabilirea ştiinţifică a nivelului de izolaţie, îndeosebi pentru liniile de 110 kV şi mai mult. De asemeni, utilizînd experienţa altor ţări, lanţurile de izolatoare se echipează cu armături de protecţie simple pentru liniile de 35 kV şi în cruce [2] pentru liniile de 110 kV, fără ca eficacitatea acestora să fie analizată.

Aceste considerente au condus la efectuarea de cercetări teoretice şi experimentale pentru determinarea tensiunilor de conturnare şi la aprecierea utilităţii armăturilor de protecţie existente actualmente în exploatare.

În lucrare, după ce se descriu succint încercările experimentale efectuate, se face analiza rezultatelor obţinute şi se studiază eficacitatea armăturilor de protecţie. În ultima parte se menţionează o serie de concluzii utile.

---

*) Lucrare comunicată la sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., din 24 februarie 1961.

2. ÎNCERCĂRILE EXPERIMENTALE EFECTUATE ŞI REZULTATELE OBŢINUTE

Încercările experimentale care s-au efectuat au avut ca scop determinarea următoarelor caracteristici ale lanţurilor formate din izolatoare IC_4:

a) tensiunea de conturnare la frecvenţa industrială pe cale uscată *Ucu*;

b) tensiunea de conturnare la frecvenţa industrială sub ploaie artificială, *Ucp*;

c) tensiunea de conturnare la unde de impulsie pozitive, *U50%*;

d) tensiunea de conturnare la unde de impulsie negative.

Valorile menţionate mai sus au fost stabilite pentru trei situaţii:

a) lanţuri de izolatoare fără armături de protecţie;

b) lanţuri de izolatoare cu armături simple;

c) lanţuri de izolatoare cu armături în cruce.

Caracteristicile determinate sînt suficiente pentru a putea analiza comportarea liniilor electrice aeriene la supratensiuni atmosferice şi interne şi pentru a stabili nivelul de izolaţie al acestora.

Încercările experimentale au fost efectuate în laboratoarele de înaltă tensiune ale Uzinei „Electroputere"-Craiova, utilizînd următoarele instalaţii:

— instalaţia de înaltă tensiune de frecvenţă industrială 500 kV; 0,25 A, cu instalaţia de ploaie artificială, construită ca anexă;

— instalaţia de impulsie de înaltă tensiune de 750 kV, prevăzută cu posibilitatea de schimbare a polarităţii.

La efectuarea încercărilor s-a aplicat metodologia de experimentare recomandată de C.E.I. [3] şi utilizată de autori la încercări similare [1].

Încercările au fost efectuate pentru lanţuri de diferite lungimi (1—8 elemente), iar valorile tensiunilor de conturnare raportate la condiţiile normale [1] [3] sînt cuprinse în tabelul 1; în partea superioară a tabelului sînt înscrise valorile obţinute prin măsurare, iar în cea inferioară cele care rezultă din extrapolarea curbelor de variaţie din figura 1.

Extrapolarea este afectată de erori inerente [4], astfel că valorile respective se vor considera cu o anumită aproximaţie. Analizînd condiţiile de experimentare şi rezultatele încercărilor efectuate, s-au stabilit unele concluzii menţionate în continuare.

2.1. CONDIŢIILE DE EXPERIMENTARE ŞI PRECIZIA REZULTATELOR OBŢINUTE

Tensiunile de conturnare (fig. 1) sînt determinate ca medie a valorilor obţinute pentru mai multe lanţuri cu aceleaşi caracteristici fizice (număr de elemente şi armături de protecţie), dar cu izolatoare diferite [1]. Diferenţa dintre valorile obţinute pentru diferite lanţuri este o consecinţă a comportării aleatorii a acestora la acţiunea supratensiunilor. În cazul încercării unui singur izolator, abaterile maxime faţă de valoarea

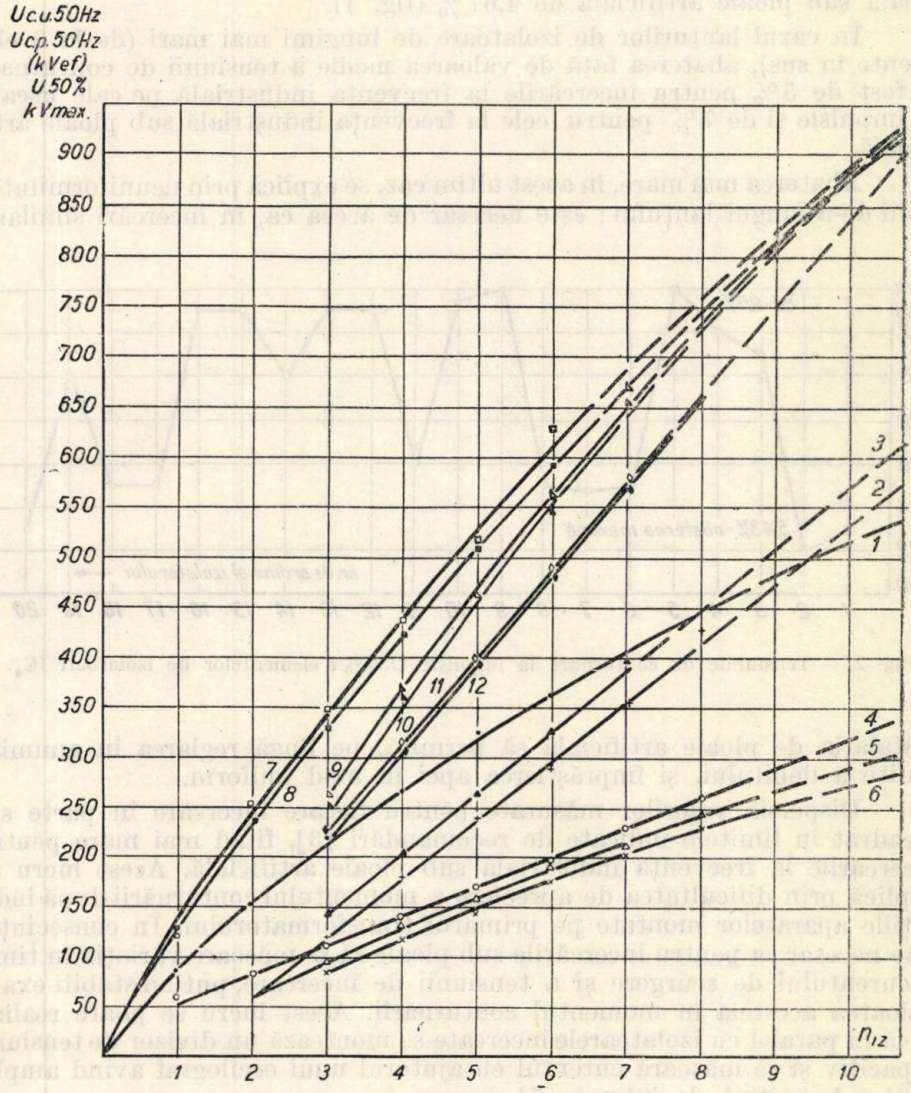


Fig. 1. — Tensiunile de conturnare a lanțurilor din izolatoare IC_4.

1 — La frecvență industrială pe cale uscată, fără armături de protecție. *2* — La frecvență industrială pe cale uscată cu armături de protecție simple. *3* — La frecvență industrială pe cale uscată cu armături de protecție în cruce. *4* — La frecvență industrială sub ploaie fără armături de protecție. *5* — La frecvență industrială sub ploaie cu armături de protecție simplă. *6* — La frecvență iudustrială snb ploaie cu armături de protecție în cruce. *7* — La impulsie polaritate negativă fără armături de protecție *8* — La impulsie polaritate pozitivă fără armături de protecție. *9*— La impulsie polaritate negativă cu armături simple. *10* — La impulsie polaritate negativă cu armături în cruce. *11* — La impulsie polaritate pozitivă cu armături de protecție simple *12* — La impulsie polaritate pozitivă cu armături în cruce.

medie au rezultat, pentru încercările la impulsie de 6,4% (fig. 2), la frecvenţa industrială pe cale uscată de 4,72% (fig. 3), iar la frecvenţa industrială sub ploaie artificială de 4,67% (fig. 4).

În cazul lanţurilor de izolatoare de lungimi mai mari (de la 3 elemente în sus), abaterea faţă de valoarea medie a tensiunii de conturnare a fost de 5% pentru încercările la frecvenţa industrială pe cale uscată şi impulsie şi de 7% pentru cele la frecvenţa industrială sub ploaie artificială.

Abaterea mai mare, în acest ultim caz, se explică prin neuniformitatea polii de-a lungul lanţului; este necesar de aceea ca, în încercări similare,

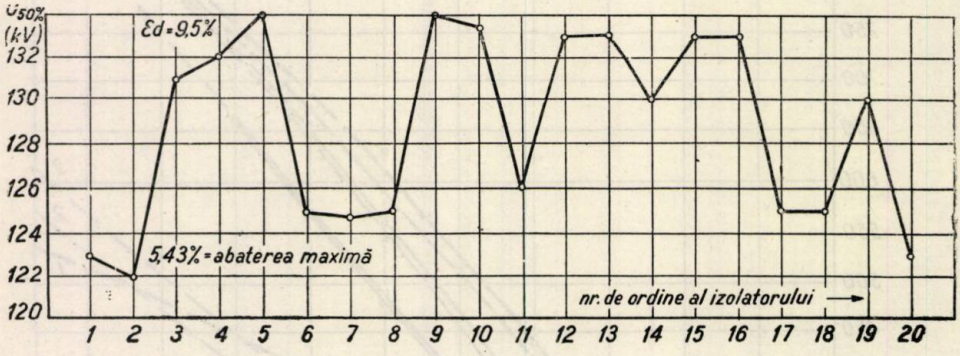


Fig. 2. — Tensiunile de conturnare la impulsie U50% a elementelor de izolatoare IC_4.

instalaţia de ploaie artificială să permită, pe lîngă reglarea în anumite limite a debitului, şi împrăştierea apei în mod uniform.

Dispersia valorilor măsurate pentru fiecare încercare în parte s-a încadrat în limitele indicate de recomandări [3], fiind mai mare pentru încercările la frecvenţa industrială sub ploaie artificială. Acest lucru se explică prin dificultatea de apreciere a momentului conturnării după indicaţiile aparatelor montate pe primarul transformatorului. În consecinţă, este necesar ca pentru încercările sub ploaie să se măsoare variaţia în timp a curentului de scurgere şi a tensiunii de încercare, putînd stabili exact valoarea acesteia în momentul conturnării. Acest lucru se poate realiza dacă în paralel cu izolatoarele încercate se montează un divizor de tensiune capacitiv şi se măsoară curentul cu ajutorul unui oscilograf avînd amplificator logaritmic la intrare [5].

Utilizaréa divizorului capacitiv conduce la eliminarea erorilor care se produc datorită căderii de tensiune în transformator, îndeosebi la apropierea momentului conturnării, cînd curentul creşte mult. În încercările efectuate, deşi tensiunea s-a măsurat cu ajutorul voltmetrului din primarul transformatorului, erorile datorite căderii de tensiune în impedanţa transformatorului au fost reduse, ca urmare a etalonării aparatelor de măsură, la o tensiune apropiată de cea de conturnare.

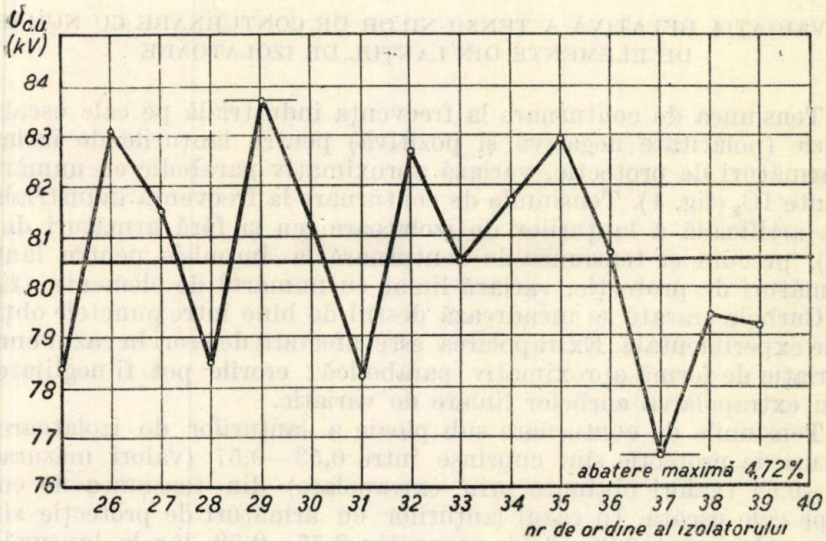


Fig. 3. — Tensiunile de conturnare la frecvenţa industrială pe cale uscată U_{cu} a elementelor de izolatoare IC_4.

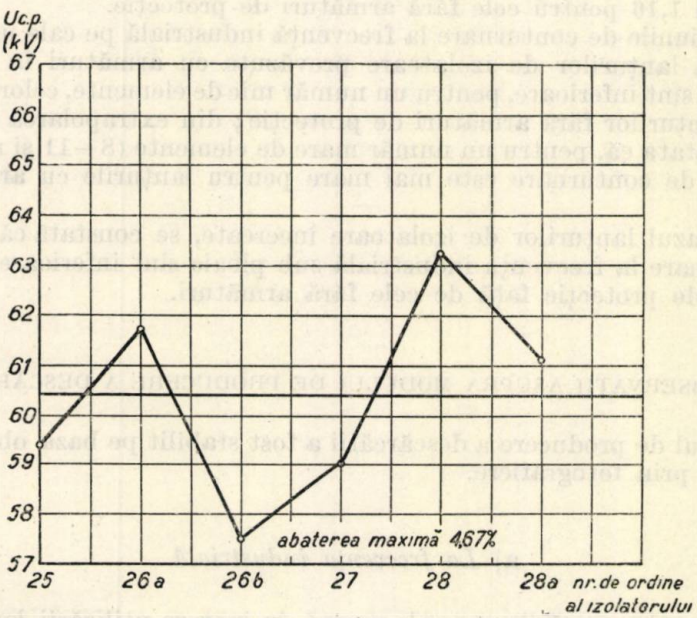


Fig. 4. — Tensiunile de conturnare la frecvenţa industrială sub ploaie U_{cp} a elementelor de izolatoare IC_4.

2.2. VARIAŢIA RELATIVĂ A TENSIUNILOR DE CONTURNARE CU NUMĂRUL DE ELEMENTE DIN LANŢUL DE IZOLATOARE

Tensiunea de conturnare la frecvenţa industrială pe cale uscată, de impulsie (polaritate negativă şi pozitivă) pentru lanţurile de izolatoare fără armături de protecţie, variază aproximativ parabolic cu numărul de elemente IC_4 (fig. 1). Tensiunile de conturnare la frecvenţa industrială sub ploaia artificială a lanţurilor de izolatoare (cu şi fără armături de protecţie), precum şi tensiunea de conturnare la impulsie pentru lanţurile cu armături de protecţie, variază liniar cu numărul de elemente (fig. 1).

Curbele trasate se încadrează destul de bine între punctele obţinute pe cale experimentală. Extrapolarea este afectată de erori în cazul curbelor de variaţie de formă aproximativ parabolică; erorile pot fi neglijate însă pentru extrapolarea curbelor liniare de variaţie.

Tensiunile de conturnare sub ploaie a lanţurilor de izolatoare fără armături de protecţie sînt cuprinse între 0,53—0,57 (valori măsurate) şi 0,565—0,64 (valori obţinute prin extrapolare) din tensiunea de conturnare pe cale uscată. În cazul lanţurilor cu armături de protecţie simple, aceste valori sînt 0,85—0,56, respectiv 0,57—0,59, iar la lanţurile cu armături de protecţie în cruce 0,515—0,6, respectiv 0,465—0,495.

Raportul dintre tensiunea de conturnare la impulsie şi cea de frecvenţă industrială atinge o valoare mai mare, 1,38, pentru lanţurile cu armături de protecţie simple, fiind de 1,20 pentru lanţurile cu armături în cruce şi 1,16 pentru cele fără armături de protecţie.

Tensiunile de conturnare la frecvenţă industrială pe cale uscată şi la impulsie a lanţurilor de izolatoare prevăzute cu armături în cruce sau simple [2] sînt inferioare, pentru un număr mic de elemente, celor corespunzătoare lanţurilor fără armături de protecţie; din extrapolarea datelor se poate constata că, pentru un număr mare de elemente (8—11 şi mai mult), tensiunea de conturnare este mai mare pentru lanţurile cu armături de protecţie.

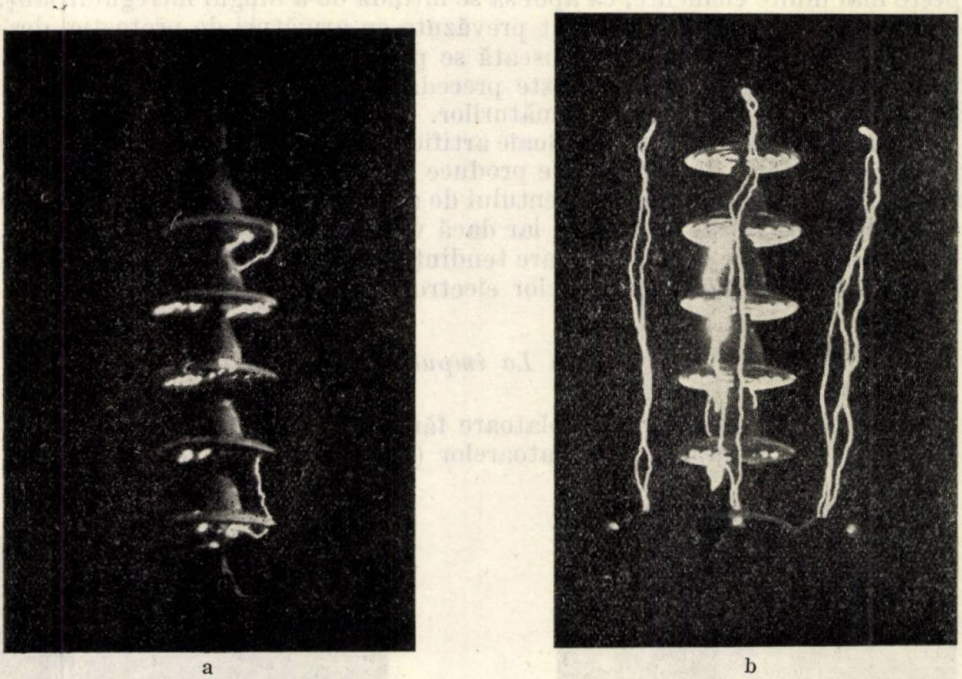
În cazul lanţurilor de izolatoare încercate, se constată că tensiunile de conturnare la frecvenţa industrială sub ploaie sînt inferioare la cele cu armături de protecţie faţă de cele fără armături.

2.3. OBSERVAŢII ASUPRA MODULUI DE PRODUCERE A DESCĂRCĂRII

Modul de producere a descărcării a fost stabilit pe baza observaţiilor vizuale şi prin fotografiere.

a) *La frecvenţa industrială*

În cazul încercărilor pe cale uscată, în ipoteza utilizării lanţurilor de izolatoare fără armături de protecţie, conturnarea se produce rar din element în element (fig. 5*a*); de cele mai multe ori, descărcarea se produce



a b

Fig. 5. — Conturnarea la frecvenţă industrială pe cale uscată a lanţului de izolatoare: *a.* fără armături de protecţie; *b.* cu armături în cruce.

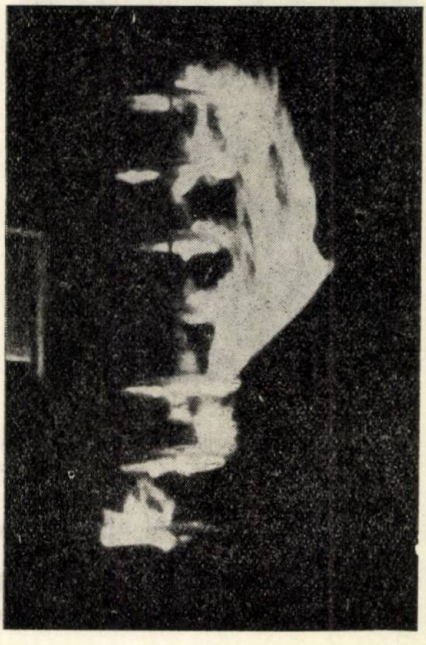


Fig. 6. — Conturnarea la frecvenţă industrială sub ploaie a lanţurilor de izolatoare.

peste mai multe elemente, ca apoi să se întindă de-a lungul întregului lanţ. Dacă lanţurile de izolatoare sînt prevăzute cu armături de protecţie, descărcarea la încercarea pe cale uscată se produce între armăturile de protecţie (fig. 5 *b*,*c*); descărcarea este precedată de formarea intensă a fenomenului corona la vîrfurile armăturilor.

În cazul încercărilor sub ploaie artificială, atît la lanţurile cu armături cît şi la cele fără, descărcarea se produce la suprafaţa izolatorului (fig. 6), fiind o consecinţă a creşterii curentului de conducţie. Dacă acest curent este mic, descărcarea este instabilă; iar dacă valoarea acestuia va creşte mult, descărcarea devine completă şi are tendinţa să se depărteze de la suprafaţa izolatoarelor sub acţiunea forţelor electrodinamice şi termice.

b) *La impulsie*

În cazul lanţurilor de izolatoare fără armături de protecţie, descărcarea are loc la suprafaţa izolatoarelor (fig. 7a).

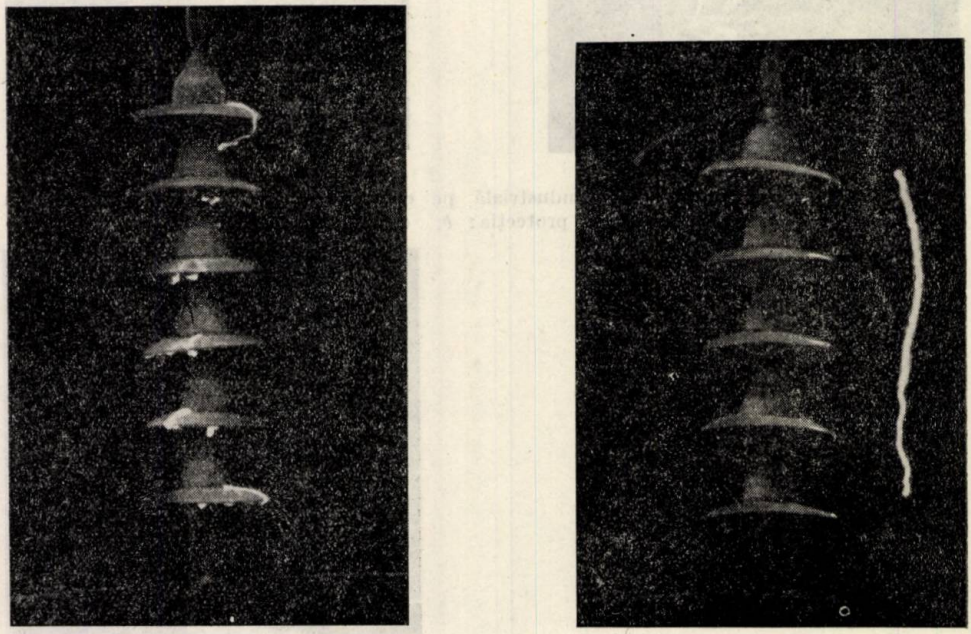


Fig. 7. — Conturnarea la impulsie a lanţurilor de izolatoare: *a*. fără armături de protecţie; *b*. cu armături simple.

La lanţurile cu armături de protecţie simple formate din 3—5 elemente, descărcarea are loc între armăturile de protecţie (fig. 7 b); pentru lanţuri formate din mai multe elemente, conturnarea are loc cu o anumită probabilitate de-a lungul suprafeţei izolatoarelor, precum şi între armă-

turile de protecție. S-a constatat că, pentru un raport $h/h_0 \leqslant 0{,}75$ (lungimea de descărcare în aer/lungimea lanțului de izolatoare) armăturile de protecție înlătură descărcarea de-a lungul izolatoarelor, iar pentru rapoarte mai mari acest lucru nu se poate realiza decît cu o anumită probabilitate. Se menționează totodată că încercările se referă la o tensiune apropiată de $U50\%$; pentru tensiuni mai mari, probalitatea de conturnare de-a lungul suprafeței izolatoarelor crește, ca urmare a micșorării timpului de întîrziere a descărcării.

La lanțurile cu armături de protecție în cruce, descărcarea de-a lungul suprafeței izolatoarelor este înlăturată pentru un raport $h/h_0 = 0{,}74$; pentru lanțuri mai lungi, descărcarea are loc atît pe suprafața izolatoarelor, cît și între armături cu o tendință de a se apropia de izolatoare, cu atît mai mare cu cît h/h_0 este mai mic.

2.4. VARIAȚIA GRADIENTULUI MEDIU AL TENSIUNII DE DESCĂRCARE

Gradientul mediu de descărcare E_{med}, definit ca raportul dintre tensiunea de descărcare și distanța în aer corespunzătoare, depinde de prezența, forma și dimensiunile armăturilor de protecție.

Astfel, în cazul încercărilor la tensiune de frecvență industrială pe cale uscată, gradientul mediu scade la creșterea lungimii de descărcare pentru lanțurile fără armături de protecție, fiind aproximativ constant pentru lanțurile cu armături simple sau în cruce (fig. 8).

Raportul dintre gradientul mediu al tensiunii de descărcare a lanțurilor fără armături de protecție față de cel corespunzător lanțurilor cu armături are valori supraunitare pentru $h = l \leqq 100$ cm și subunitare pentru $l > 100$ cm.

Gradientul mediu al tensiunii de descărcare la impulsie (fig. 9) scade cu creșterea lungimii de conturnare, fiind mai mic pentru unde de polaritate pozitivă decît pentru cele negative; această diferență se micșorează la lungimi mari, devenind negativă la lanțuri de izolatoare din 14 elemente [6].

Din cele prezentate a rezultat o precizie bună de determinare a tensiunilor de conturnare, precum și dependența acestora de lungimea lanțului de izolatoare, prezența și forma armăturii de protecție, starea suprafeței și felul tensiunii de probă.

Tensiunile de conturnare la impulsie se pot utiliza cu suficientă exactitate pentru analizarea comportării la supratensiuni atmosferice a liniilor electrice aeriene avînd ca izolație lanțuri pînă la 6—7 elemente; ele se pot utiliza cu o bună aproximație și pentru liniile avînd lanțuri, pînă la 10 elemente, erorile obținute fiind reduse. Tensiunile de conturnare sub ploaie se pot utiliza cu o bună exactitate pentru coordonarea izolației după supratensiunile interne.

Rezultatele obținute permit totodată să se stabilească oportunitatea armăturilor de protecție.

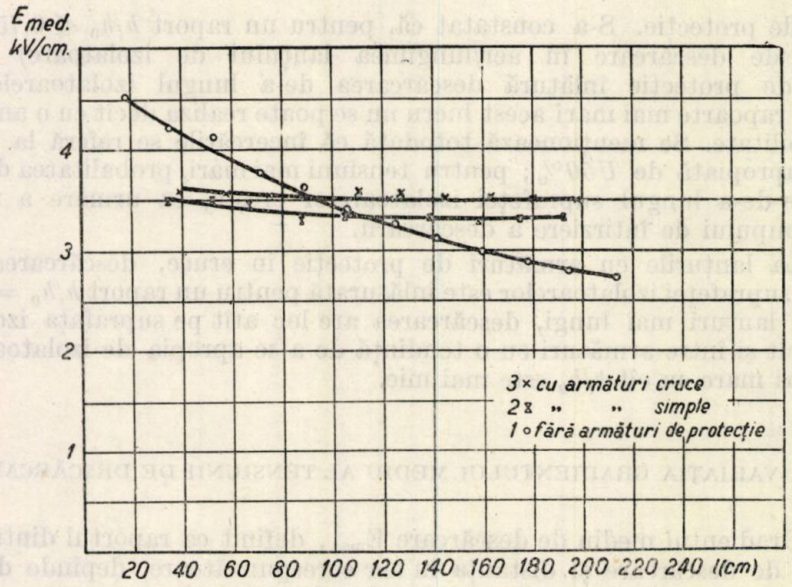


Fig. 8. — Gradientul mediu E_{med} al tensiunii de descărcare la frecvența industrială.

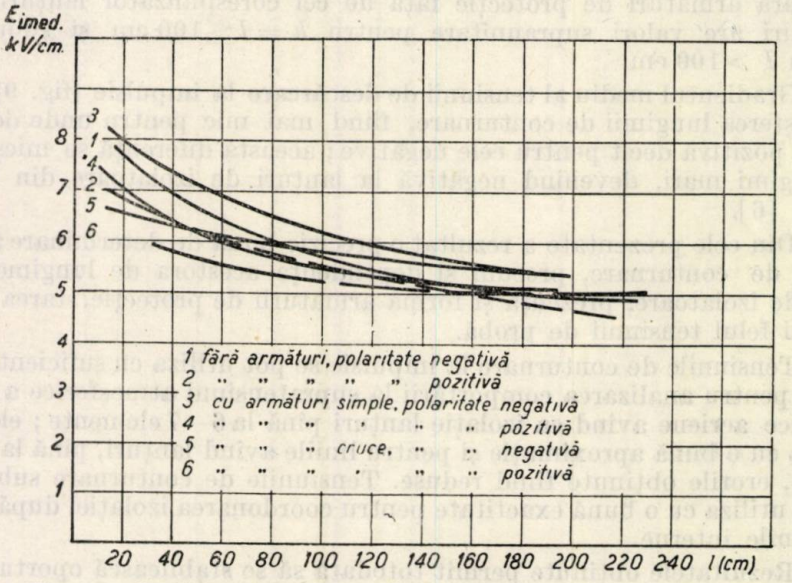


Fig. 9. — Gradientul mediu E_{imed} al tensiunii de descărcare la impulsie.

3. ANALIZA NECESITĂȚII ARMĂTURILOR DE PROTECȚIE

Armăturile de protecție se utilizează pentru următoarele scopuri [7]:

— uniformizarea repartiției tensiunii de-a lungul lanțului de izolatoare;

— protecția contra descărcărilor la impulsie pe suprafața izolatorului;

— îndepărtarea arcului de frecvență industrială de la suprafața izolatorului.

În cele ce urmează se va analiza modul în care sînt satisfăcute aceste cerințe de către armăturile de protecție [2] utilizate în timpul încercărilor experimentale.

3.1. UNIFORMIZAREA REPARTIȚIEI TENSIUNII

Datorită capacităților parazite, față de stîlp, tensiunea pe elementele lanțului de izolatoare nu este egală; cel mai solicitat este elementul din apropierea conductorului, căruia la liniile de 35—220 kV îi revine o tensiune de 8—17 kV [7]. Acest fapt are ca urmare dezvoltarea fenomenului corona la pivotul izolatorului; descărcările sub forma de corona favorizează conturnarea sau facilitează formarea acidului azotic, ceea ce duce, în ultimă instanță, la distrugerea pivotului izolatorului [6], [7], [8]. Atacarea pivotului nu se poate observa însă, deoarece are loc pe partea cimentată, ca urmare a prezenței inserțiilor de aer; ea se observă numai cînd secțiunea slăbită a pivotului cedează sub acțiunea solicitărilor mecanice.

Apariția fenomenului corona provoacă în același timp paraziți radiofonici, perturbînd funcționarea receptoarelor de radio, televiziune și a liniilor telefonice.

Ca urmare a apariției efectului corona, de-a lungul suprafeței izolatorului din jurul pivotului se produce un strat semiconductor care duce la uniformizarea cîmpului electric și la o creștere a tensiunii de conturnare, față de valoarea tensiunii inițiale.

Admițînd pentru apariția descărcării sub formă de efect corona o tensiune de 22 kV, din literatura de specialitate [3] rezultă că în cazul liniilor de 35, 110, 154 kV armăturile de protecție nu sînt necesare pentru limitarea acestor descărcări.

Armăturile de protecție prin uniformizarea repartiției tensiunii de-a lungul lanțului permit mărirea tensiunii de conturnare.

Din figura 1 se vede însă că, pentru lanțuri de izolatoare pînă la aproximativ 8—10 elemente, tensiunea de conturnare se reduce dacă se montează armături de protecție; pentru lanțuri de izolatoare de lungimi mai mari, pe baza extrapolării, se poate aștepta ca tensiunea de conturnare să crească, în cazul cînd se prevăd armături de protecție. Rezultă deci că, montînd pe liniile de 35, 100 kV armături de protecție, se obține o reducere a tensiunii de conturnare.

Aceasta se explică prin aceea că armăturile de protecţie reduc lungimea de izolaţie, fără însă să influenţeze esenţial repartiţia tensiunii (fig. 10).

Necesitatea armăturilor, din punct de vedere al tensiunii de conturnare trebuie analizată îndeosebi pentru liniile de 220 kV şi mai mult; în

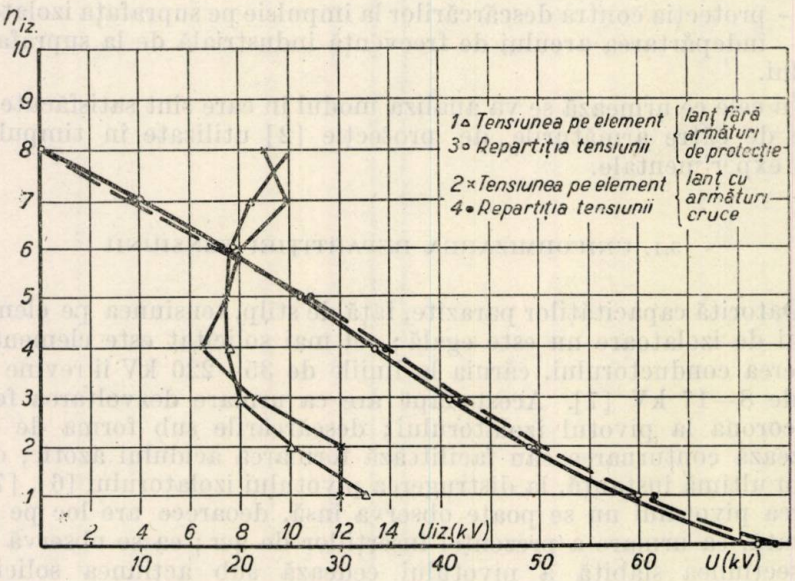


Fig. 10. — Repartiţia tensiunii de-a lungul unui lanţ de izolatoare 8 × IC_4.

acest caz apare necesar să se analizeze forma şi dimensiunile armăturilor de protecţie. Mărirea exagerată a lungimii armăturilor de protecţie duce la reducerea esenţială a tensiunii de conturnare; în figura 11 este prezentată reducerea relativă a tensiunii de conturnare ca urmare a montării armăturilor de protecţie, funcţie de raportul distanţei dintre armături h, faţă de lungimea h_0 a lanţului de izolatoare.

Tensiunea relativă de conturnare la impulsie scade de asemenea cu micşorarea raportului h/h_0 (fig. 12); ea rămîne aceeaşi pentru un raport egal cu 0,9, ca apoi să crească.

Din analiza figurii 11 se poate constata forma diferită de variaţie a scăderii relative a tensiunii de conturnare funcţie de raportul h/h_0; astfel, pentru încercări cu unde de polaritate negativă, scăderea este mai lentă decît pentru unde de polaritate pozitivă. Scăderea relativ mai mare în cazul încercării cu unde de polaritate pozitivă este o consecinţă a formării sarcinilor spaţiale care favorizează descărcarea.

Din extrapolarea datelor experimentale rezultă că, pentru rapoarte h/h_0 cuprinse între 0,9 şi 1, tensiunea de conturnare este mai mare în

cazul lanțurilor cu armături de protecție; nu s-a putut însă determina cît de mare este această creștere.

Din cele de mai sus rezultă necesitatea efectuării de încercări experimentale pentru determinarea caracteristicilor lanțurilor lungi, care, dat fiind influența mare a capacităților parazite, trebuie efectuate în condițiile concrete din exploatare [9].

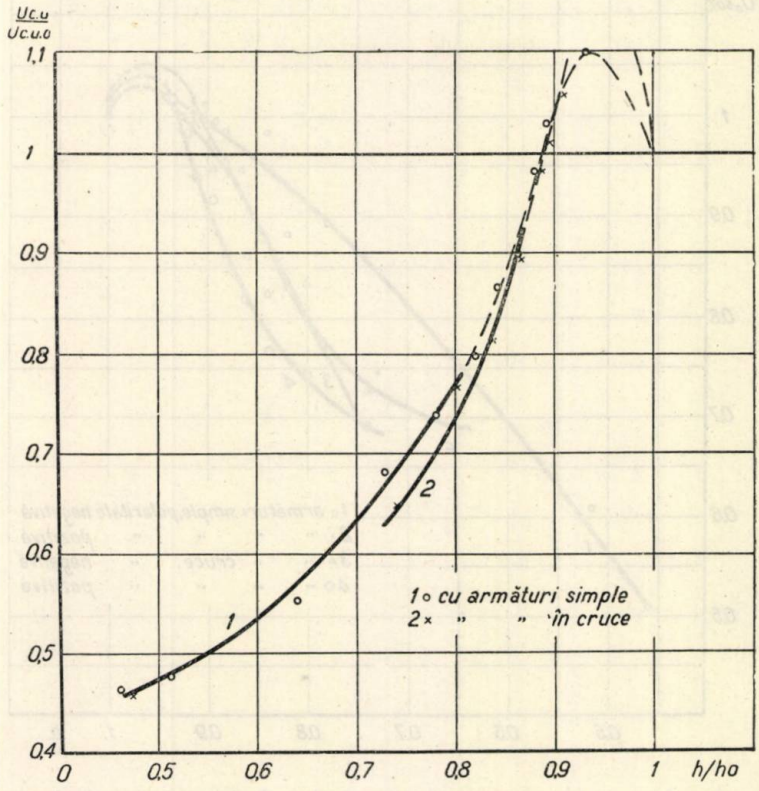


Fig. 11. — Scăderea tensiunii de conturnare la frecvența industrială pe cale uscată funcție de raportul h/h_0.

Datele de mai sus duc la concluzia că, din punctul de vedere al măririi tensiunii de conturnare, armăturile de protecție sînt contraindicate pentru liniile de 35 și 110 kV.

Descărcarea la impulsie pe suprafața izolatoarelor în condițiile de exploatare poate duce la formarea arcului de frecvență industrială de-a lungul căii de conturnare; arcul electric poate provoca distrugerea izolatorului, datorită solicitărilor termice. Îndepărtarea descărcării la impulsie de la suprafața izolatorului se poate face numai dacă se folosesc armături de protecție de lungime și formă corespunzătoare.

Pe baza observaţiilor menţionate la cap. 2.3, a rezultat că armăturile de protecţie utilizate [2] înlătură descărcarea de pe suprafaţa izolatoarelor pentru un raport $h/h_0 \leqslant 0{,}75$; aceasta corespunde la o reducere a tensiunii de conturnare cu cel puţin 15% la lanţurile cu armături simple

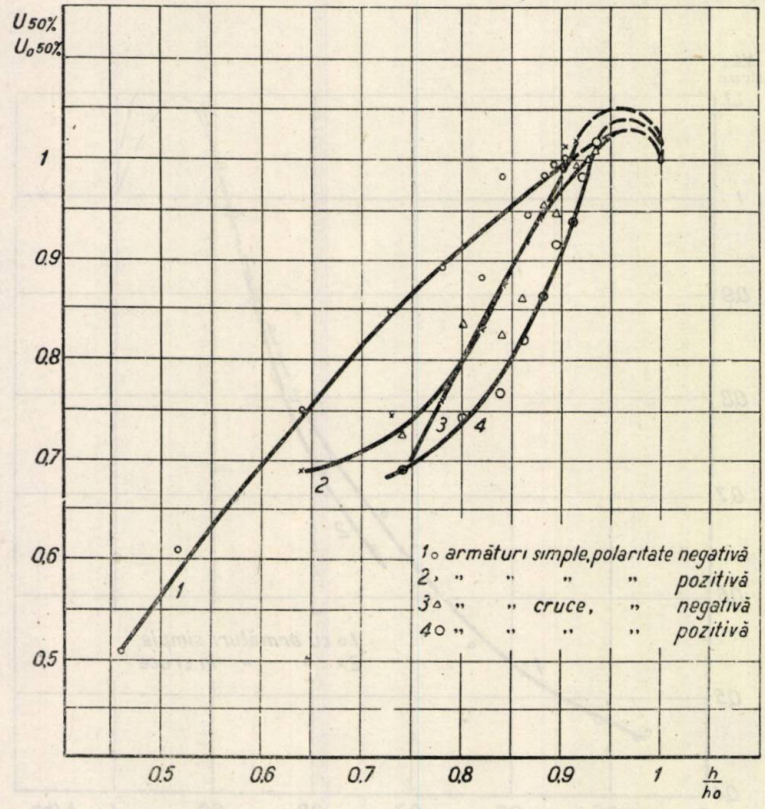


Fig. 12. — Scăderea tensiunii de conturnare la impulsie funcţie de raportul h/h_0.

la unde de polaritate negativă, 25% la unde de polaritate pozitivă, respectiv 30%, şi 32% la lanţuri cu armături prin cruce.

Pentru rapoarte h/h_0 mai mari, conturnarea de-a lungul suprafeţelor izolatoarelor nu poate fi înlăturată. Pentru a mări tensiunea de conturnare, aşa cum a rezultat mai sus, este necesar un raport h/h_0 între 0,9 şi 1; rezultă de aici că, luînd măsuri pentru uniformizarea repartiţiei tensiunii cu scopul de a reduce fenomenul corona şi a mări tensiunea de conturnare, nu se poate înlătura şi descărcarea la impulsie de-a lungul suprafeţei izolatoarelor. Mărirea excesivă a lanţului pentru asigurarea tensiunii de conturnare necesare nu este indicată.

3.2. ÎNDEPĂRTAREA ARCULUI DE FRECVENȚĂ INDUSTRIALĂ (DE PE SUPRAFAȚA IZOLATORULUI)

Armăturile de protecție permit ca arcul, odată format, să fie îndepărtat de pe suprafața izolatoarelor sub acțiunea forțelor electro-dinamice și termice.

Experiențele efectuate [6], [7] au stabilit că timpul necesar deplasării arcului este de aproximativ 0,8 secunde. Rezultă de aici că, în absența unor măsuri speciale de protecție prin relee, izolatoarele trebuie să fie capabile să suporte curentul de scurtcircuit; de asemenea se dovedește necesar de a lua măsuri pentru întreruperea cît mai rapidă a arcului la un timp cu atît mai scurt cu cît curentul este mai mare.

Dacă timpul de întrerupere al scurtcircuitului este inferior lui 0,8 secunde, atunci arcul nu mai are timp să se deplaseze spre armăturile de protecție și se menține la suprafața izolatoarelor și, în consecință, în acest caz armăturile de protecție nu ar rezulta necesare.

Dacă timpul de deconectare este mai mare de 0,8 secunde, armăturile de protecție sînt necesare pentru a asigura îndepărtarea arcului de pe suprafața izolatorului, deoarece cu cît timpul crește cu atît crește și numărul izolatoarelor deteriorate [7]. Și într-un caz și în altul este necesar să se verifice stabilitatea termică a izolatoarelor la curenții întîlniți în practica de exploatare.

Este necesar să se menționeze că, în cazul lanțurilor de izolatoare cu armăturile de protecție utilizate în țara noastră, nu se cunoaște valoarea exactă a timpului de îndepărtare a arcului de pe suprafața izolatoarelor. Din aceste considerente este indicat a se continua cercetările în această direcție pentru a stabili pe baza unor experiențe complete oportunitatea desființării armăturilor de protecție la liniile de 110 kV echipate cu izolatoare IC_4.

4. DEZVOLTAREA CERCETĂRILOR PRIVIND COMPORTAREA IZOLATOARELOR LA SUPRATENSIUNI

În lucrarea de față s-au determinat unele caracteristici privind comportarea la supratensiuni a lanțurilor de izolatoare IC_4; cercetările trebuie însă continuate pentru stabilirea influenței și a altor factori care apar în condițiile de exploatare.

O atenție deosebită trebuie acordată studierii comportării la supratensiuni a izolatoarelor montate în regiuni cu atmosferă impură (aproape de fabrici de ciment etc.), în care caz tensiunea de conturnare scade în mod esențial. Scăderea tensiunii este mai accentuată atunci cînd depunerea de praf este însoțită de umezirea stratului de impuritate [10], [11], ca urmare a formării unei pelicule semiconductoare.

Contaminarea izolatoarelor în condiţiile de exploatare pune problema încercării profilactice, precum şi a măsurilor care trebuie luate pentru asigurarea nivelului de izolaţie impus. Aceste încercări se pot face atît în condiţii concrete de exploatare cît şi în laborator, fiecare cale prezentînd avantaje specifice.

Deoarece tensiunea de conturnare a izolatoarelor murdărite depinde de o serie de factori, ca lungimea căii de conturnare, conductivitatea stratului (determinată de conţinutul stratului şi cantitatea de apă), factorul de formă, profilul izolatorului, rezultă necesitatea analizării acestora pentru a aduce îmbunătăţiri constructive şi pentru a stabili condiţiile de încercare.

Asupra comportării în exploatare a izolatoarelor prezintă de asemenea importanţă influenţa pe care o are roua şi ceaţa asupra nivelului de izolaţie; atît roua cît şi ceaţa — precipitaţii care se depun încet pe izolator — conduc la scăderea esenţială a tensiunii de conturnare datorită neuniformizării cîmpului electric pe suprafaţa izolatorului [11].

Numărul mare de avarii care s-au observat dimineaţa înaintea răsăritului [12] cît şi pe vreme de ceaţă a condus la necesitatea reproducerii acestor fenomene în laborator [13] pentru a putea stabili mijloacele de diminuare a efectelor lor.

Problema comportării izolatoarelor cu strat de depunere nu a fost studiată în ţara noastră; dat fiind existenţa multor staţii la care izolatoarele au depuneri, se impune cercetarea mijloacelor de experimentare şi a măsurilor de protecţie.

O dată cu găsirea formelor adecvate pentru a asigura nivelul de izolaţie în cazul depunerilor, se cercetează posibilitatea reducerii greutăţii izolatorului propriu-zis.

Din tabela 1 se vede că izolatoarele de fabricaţie romînească au, faţă de cele străine, dimensiuni superioare; acest fapt impune cercetarea posiblităţii de reducere a dimensiunilor fără a schimba caracteristicile electrice.

Tabela 1

Caracteristicile unor izolatoare de suspensie

Tipul	Ţara producătoare	H mm	D mm	G kg	U_{cu} kV	U_{cp} kV
IC_4	Romînia	175	280	7,5	80	60
M-4,5	U.R.S.S.	140	270	5,3	75	45
II-4,5	U.R.S.S.	170	270	6,7	75	40
FOG	Franţa	165	254	7	120	54
G 285 L	Franţa	155	285	8,5	85	50

În acest sens este semnificativ faptul că prin prelucrarea izolatorului π-4,5 s-a putut reduce înălţimea cu 30 mm, obţinîndu-se în acelaşi timp şi o mărire a tensiunii de conturnare la frecvenţă industrială sub ploaie de la 40 kV la 45 kV [14]. Mărirea tensiunii de conturnare la ploaie şi reducerea înălţimii izolatorului au ca efect reducerea lungimii lanţului

de izolatoare la aceeași tensiune nominală; acest fapt permite în același timp să se reducă distanța dintre faze, dacă aceasta a fost aleasă pe baza condițiilor de apropiere în deschidere, și a distanței lanțului înclinat față de stîlp.

Reducerea lungimii lanțului de izolatoare și mărirea în același timp a numărului de elemente face posibilă reducerea tensiunii care revine izolatorului inferior; ca urmare se reduce posibilitatea de apariție a descărcărilor sub formă de efect corona.

O dată cu prelucrarea noii forme a izolatorului trebuie să se aibă în vedere și uniformizarea repartiției tensiunii pe suprafața acestuia; acest deziderat poate fi îndeplinit prin utilizarea unei glazuri semiconductoare, pentru cazuri speciale de depuneri.

De asemenea este necesar să se analizeze stabilitatea termică a izolatoarelor la curenții de scurtcircuit întîlniți în exploatare, luînd măsurile necesare pentru asigurarea acesteia. Mărirea stabilității termice duce la micșorarea numărului de izolatoare distruse de arcul electric ce se formează la suprafața lor.

Tipurile noi de izolatoare care se construiesc trebuie analizate și din punct de vedere al comportării la supratensiuni atmosferice; pentru aceasta este necesar să se indice caracteristica tensiune-timp de conturnare și de străpungere a elementelor [8].

Comportarea la supratensiuni a lanțurilor de izolatoare trebuie analizată în condiții concrete de exploatare, lanțurile fiind echipate cu conductor și armături, montate pe stîlpi utilizați în mod curent. Acest mod de experimentare permite obținerea unor rezultate mai apropiate de realitatea fizică decît cele din laborator [9].

O importanță deosebită trebuie acordată formei și dimensiunilor armăturilor de protecție, care pentru lanțuri relativ lungi pot duce la uniformizarea repartiției tensiunii și, ca atare, la mărirea tensiunii de conturnare [14].

Gradul de uniformizare a repartiției tensiunii se stabilește funcție de parametrii geometrici (înălțimea și lățimea armăturilor de protecție, lungimea de descărcare), fapt care impune cercetarea diferitelor modele pentru a putea stabili soluția optimă.

Este necesar de asemenea să se analizeze forma armăturilor de protecție (inel, coroane etc.) pentru a putea adopta pe cea mai eficace, [7].

CONCLUZII

Încercările experimentale efectuate au permis stabilirea tensiunilor de conturnare la frecvență industrială (pe cale uscată și sub ploaie) și impulsie (polaritate pozitivă și negativă) a lanțurilor de izolatoare (cu și fără armături de protecție) formate din număr variabil de elemente; aceste valori permit să se analizeze pe baze concrete și cu suficientă exactitate comportarea la supratensiuni atmosferice și interne, stabilind în consecință nivelul de izolație.

Pe baza rezultatelor experimentale s-au stabilit modul de variaţie a tensiunii de conturnare cu numărul de elemente în lanţ, calea de producere a descărcării, dependenţa gradientului tensiunii de descărcare de lungimea căii de descărcare, precum şi procedeele de experimentare care trebuie aplicate în încercări similare.

Din analiza necesităţii armăturilor de protecţie a rezultat că pentru liniile de 35, 110, 154 kV armăturile de protecţie nu sînt necesare; este necesar însă să se verifice stabilitatea termică a izolatoarelor în condiţiile de exploatare. În acest sens se recomandă scoaterea armăturilor de protecţie de pe unul dintre circuitele unei linii dublu circuit pentru a putea stabili comportarea în exploatare în mod comparativ.

Pentru lanţuri de izolatoare de lungimi mai mari (peste 10 elemente), armăturile de protecţie sînt necesare; în acest caz este utilă analiza formei şi a dimensiunilor acestora pentru alegerea soluţiei optime.

Descărcarea la impulsie de-a lungul suprafeţei izolatorului nu poate fi înlăturată decît adoptînd armături care să ducă la scăderea tensiunii de conturnare pînă la 70%; îndepărtarea descărcării de pe suprafaţa izolatoarelor conduce la supradimensionarea izolaţiei şi deci nu este indicată din punct de vedere economic.

Pentru a îmbunătăţi caracteristicile izolatoarelor şi comportarea în exploatare a lanţurilor de izolatoare, este necesar ca, pe baza unui plan de perspectivă, să se continue studiile teoretice şi experimentale potrivit celor menţionate în lucrare.

ОПЫТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ НАПРЯЖЕНИЙ ПЕРЕКРЫТИЯ ГИРЛЯНДОВЫХ ИЗОЛЯТОРОВ IC_4

РЕЗЮМЕ

В работе описываются опытные исследования по определению напряжений перекрытия гирляндовых изоляторов IC_4. На основании полученных результатов анализируются: изменение напряжений перекрытия в зависимости от длины гирляндовых изоляций, протекание разрядки, изменение среднего градиента разрядки и определяются мероприятия, которые должны быть приняты для улучшения схем и способов проведения опытов. Рассматривается также действительность защитных арматур для напряжений до 154 кв и предлагается отказаться от них на опытной линии. На основании эксплуатационного опыта, полученных результатов и данных специальной технической литературы определяются испытания, которые должны быть проведены в будущем. Полученные результаты полезны и представляют интерес для научного анализа степени изоляции и поведения при атмосферных перенапряжениях воздушных линий электропередачи в РНР.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Напряжения перекрытия гирляндовых изоляторов IC_4.

1. При промышленной частоте в условиях сухости без защитных каркасов.

2. При промышленной частоте в условиях сухости с простыми защитными арматурами.

3. При промышленной частоте в условиях сухости с крестообразными защитными арматурами.

4. При промышленной частоте под дождем без защитных арматур.

5. При промышленной частоте под дождем с простыми защитными арматурами.

6. При промышленной частоте под дождем с крестообразными защитными арматурами.

7. При импульсе отрицательной полярности без защитных арматур.

8. При импульсе положительной полярности без защитных арматур.

9. При импульсе отрицательной полярности с простыми защитными арматурами.

10. При импульсе отрицательной полярности с крестообразными защитными арматурами.

11. При импульсе положительной полярности с простыми защитными арматурами.

12. При импульсе положительной полярности с крестообразными защитными арматурами.

Рис. 2. — Напряжения перекрытия при импульсе U 50 % элементов изоляторов IC_4.

Рис. 3. — Напряжения перекрытия при промышленной частоте в условиях сухости (U_{cu}) элементов изоляторов IC_4.

Рис. 4. — Напряжения перекрытия при промышленной частоте под дождем (U_{cp}) элементов изоляторов IC_4.

Рис. 5. — Перекрытие при промышленной частоте в условиях сухости гирляндового изолятора:

а — без защитных арматур,

б — с крестообразными защитными арматурами.

Рис. 6. — Перекрытие при промышленной частоте под дождем гирляндовых изоляторов.

Рис. 7. — Импульсное перекрытие гирляндовых изоляторов:

а — без защитных арматур,

б — с простыми защитными арматурами.

Рис. 8. — Средний градиент $E_{i\,med}$ разрядочного напряжения при промышленной частоте.

Рис. 9 — Средний градиент $E_{i\,med}$ разрядочного импульсного напряжения.

Рис. 10.—Распределение напряжения вдоль гирляндового изолятора $8 \times IC_4$.

Рис. 11. — Падение напряжения перекрытия при промышленной частоте в условиях сухости в зависимости от соотношения h/h_o.

Рис. 12. — Падение напряжения импульсного перекрытия в зависимости от соотношения h/h_o.

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES SUR LA DÉTERMINATION DES TENSIONS DE CONTOURNEMENT DES CHAÎNES D'ISOLATEURS IC_4

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent dans ce travail les essais effectués en vue d'établir les tensions de contournement des chaînes d'isolateurs IC_4. En vertu des résultats obtenus, ils analysent la manière dont les tensions de

contournement varient avec la longueur de la chaîne d'isolateurs, les conditions de la décharge, la variation du gradient moyen de la décharge, et ils établissent les mesures à prendre pour améliorer les procédés et les schémas des expériences. En outre, ils analysent l'efficacité des armatures de protection à des tensions allant jusqu'à 154 kV. En tenant compte de l'expérience en exploitation, des données obtenues et de la littérature de spécialité, ils établissent les recherches à faire à l'avenir. Les résultats obtenus seront très utiles pour l'analyse scientifique du niveau d'isolation et du comportement aux surtensions d'origine atmosphérique des lignes électriques aériennes construites dans la République Populaire Roumaine.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Tensions de contournement des chaînes d'isolateurs IC_4.
1 — A une fréquence industrielle, par voie sèche, sans armatures de protection.
2 — A une fréquence industrielle, par voie sèche, avec des armatures de protection simples.
3 — A une fréquence industrielle, par voie sèche, avec des armatures de protection disposées en croix.
4 — A une fréquence industrielle sous la pluie, sans armatures de protection.
5 — A une fréquence industrielle sous la pluie, avec des armatures de protection simples.
6 — A une fréquence industrielle sous la pluie, avec des armatures de protection disposées en croix.
7 — A un choc de polarité négative, sans armatures de protection.
8 — A un choc de polarité positive, sans armatures de protection.
9 — A un choc de polarité négative, avec des armatures de protection simples.
10 — A un choc de polarité négative, avec des armatures de protection disposées en croix.
11 — A un choc de polarité positive, avec des armatures de protection simples.
12 — A un choc de polarité positive, avec des armatures de protection disposées en croix.
Fig. 2. — Tensions de contournement à un choc U 50% des éléments d'isolateurs IC_4.
Fig. 3. — Tensions de contournement à une fréquence industrielle par voie sèche U_{cu} des éléments d'isolateurs IC_4.
Fig. 4. — Tensions de contournement à une fréquence industrielle, sous la pluie, U_{cp}, des éléments d'isolateurs IC_4.
Fig. 5. — Contournement à une fréquence industrielle par voie sèche d'une chaîne d'isolateurs :
a. sans armatures de protection ; *b.* avec des armatures disposées en croix.
Fig. 6. — Contournement à une fréquence industrielle, sous la pluie, des chaînes d'isolateurs.
Fig. 7. — Contournement à un choc des chaînes d'isolateurs :
a. sans armatures de protection ; *b.* avec des armatures simples.
Fig. 8. — Gradient moyen E_{med} de la tension disruptive à une fréquence industrielle.
Fig. 9. — Gradient moyen $E_{i\,med}$ de la tension disruptive sous un choc.
Fig. 10. — Répartition de la tension le long d'une chaîne d'isolateurs $8 \times IC_4$.
Fig. 11. — Diminution de la tension de contournement à une fréquence industrielle par voie sèche, en fonction du rapport h/h_0.
Fig. 12. — Diminution de la tension de contournement sous un choc, en fonction du rapport h/h_0.

BIBLIOGRAFIE

1. G. DRĂGAN, B. POPA, *Încercarea izolatoarelor electrice de fabricaţie romînească.* Electrotehnica, *9* (1960).
2. N. BĂDULESCU, *Linii şi staţii electrice.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1958.

3. *** Technique des essais à haute tension. CEI Comit. 42, februarie 1959.
4. A. G. WORTHING, J. GEFFNER, *Prelucrarea datelor experimentale.* Ed. tehnică, București, 1959.
5. G. REVEREY, E. STOLTE, *Essais d'isolateurs dans des conditions naturelles de pollution.* CIGRE—1960 — Rap. *210.*
6. А. К. Герцик, *Защитная арматура гирлянд изоляторов воздушных линий.* Электричество, *3*, 67—72 (1956).
7. Г. С. Солодовников, *Защитная арматура высоковольтных линий электропередачи.* Электричество, *10*, 15—19 (1951).
8. J. J. TAYLOR, D. A. LANTZ, *Influence des ambiances difficiles sur la conception et l'utilisation des isolateurs.* CIGRE—1960, R. *211.*
9. Н. Н. Тиходеев, А. Н. Тушнов, *Электрические характеристики длинных гирлянд изоляторов линий напряжений 500 кв и более.* Электричество, *7*, 56—61, (1960).
10. H. CRON, *Bemerkenswerte Beobachtungen und Erfahrungen zum Verhalten fremdschichtbenhafteter Isolatoren,* Elektrizitätswirtschaft, **57**, *24*, 795-804 (1958).
11. DINO ZANOBETTI, GIORGIO VISCHI, *Il problema degli isolatori delle linee aeeree and alta tensione in condizioni ambientali sfavorevoli. L'Energia Elettrica 11.* 697 (1952).
12. SCHUEPP P., *Contribution à l'étude des incidents „du matin" sur les lignes des transports d'énergie.* RGE, **56**, *3*, 103 (1947).
13. M. H. JOSSE, *Essais des isolateurs sous pollution et humidification.* Bull. Soc. Fr. El., **8**, *92*, 517—524 (1958),.
14. А. Н. Шеренцис, *Применение малогабаритных изоляторов на линии електропередачи 110—500 кв.* Эл. станции, *4*, 54 (1959).

STUDII PRIVIND INSTALAŢIILE DE COMANDĂ A MOTOARELOR ASINCRONE DE ACŢIONARE A TROLIULUI DE FORAJ*)

DE

AL. FRANSUA

I. INTRODUCERE

Acţionarea troliului de foraj al sondelor petrolifere şi de gaze naturale a ridicat şi ridică încă serioase probleme tehnice, datorită cerinţelor specifice dificile ale procesului tehnologic de foraj. Introducerea acţionării electrice în forajul sondelor a reprezentat un pas înainte în raport cu acţionările bazate pe locomobile sau pe motoare cu ardere internă, deşi acţionarea electrică nu este aplicabilă în orice situaţii. Şi acţionarea electrică a suferit în timp o serie întreagă de modificări în scopul simplificării, asigurării continuităţii în funcţionare, eliminării unor deficienţe constatate în decursul exploatării, apropierii ei de cerinţele tehnologice într-o măsură şi mai însemnată, micşorării volumului şi greutăţii instalaţiei.

Acţionarea electrică a troliului se realizează, în imensa majoritate a instalaţiilor de foraj în curent alternativ, utilizîndu-se două motoare asincrone cu rotor bobinat care acţionează simultan pe acelaşi reductor de viteză.

Instalaţia electrică de comandă a motoarelor asincrone pentru sondele de adîncime medie (130 t şi 200 t) prezintă actualmente mai multe variante. Prezenta lucrare are drept scop analizarea acestor instalaţii din punctul de vedere al cerinţelor specifice ale forajului, precum şi studiul posibilităţilor de îmbunătăţire a schemelor actuale.

Credem că lucrarea prezintă importanţă pentru forurile de specialitate, întrucît ţara noastră este o ţară exportatoare de utilaj modern la nivelul tehnicii înaintate.

În cele ce urmează vom studia pe rînd diferite instalaţii de comandă a motoarelor asincrone de acţionare a troliului.

*) Lucrarea a fost prezentată în şedinţa Secţiei electroenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R., la 20 ianuarie 1961.

II. INSTALAȚIA DE COMANDĂ CU REZISTENȚE ÎN CIRCUITUL ROTORIC PENTRU PORNIRE ȘI REGLAJ DE VITEZĂ

Această instalație de comandă este des întîlnită în practică. În țara noastră se farbică asemena instalații. De aceea în prezentarea acestei instalații ne vom referi la cea de construcție romînească, tip RR 190 kW/1 000, cu motoare asincrone MAF-Ex 190 de 190 kW, 1 000 V, 1 000 rot/min. Schema ei este redată în figura 1.

După cîte se observă imediat, în circuitul rotoric de fază al motorului asincron sînt introduse zece trepte de rezistență, dintre care trei sînt utilizate pentru pornirea propriu-zisă, iar celelalte șapte pentru reglajul de viteză al motorului. Trecerea de pe o treaptă pe alta se realizează cu ajutorul unui controler, manevrat manual. Caracteristicile mecanice obținute prin introducerea diferitelor trepte de rezistență sînt prezentate în figura 2 (cu 11 s-a notat caracteristica naturală a motorului).

Cu ajutorul acestei instalații de comandă se realizează o pornire acceptabilă a motorului asincron. De obicei, în instalațiile de acționare a troliului se consideră că pentru pornirea în plină sarcină (de ex.: extragerea unei garnituri) este nevoie de realizarea unui cuplu de pornire de 1,4—1,6 ori mai mare decît cuplul nominal (pentru învingerea momentelor de inerție și asigurarea unei accelerații corespunzătoare). Prin urmare, pînă la treapta a patra, care este o treaptă de funcționare cu viteză redusă, pornirea se asigură prin trei trepte preliminare, care în plină sarcină nu conduc la punerea în mișcare a motorului. Rostul acestor trepte este acela de a reduce șocurile de curent și de cuplu la limite admisibile, dictate, pe de o parte, de rețeaua de alimentare, și pe de altă parte, de uzura elementelor cinematice ale instalației (reductor, lanțul de transmisie, cuple, roți dințate). În instalația studiată, șocurile de cuplu nu sînt mai mari de 0,5 M_N, M_N fiind cuplul nominal al motorului, iar șocul de curent nu depășește, la o manevră atentă și calificată a controlerului, 1,8 I_N, I_N fiind curentul nominal al motorului.

Un alt avantaj al instalației descrise constă în posibilitatea înmuierii caracteristicii mecanice a motorului asincron. Acest lucru este deosebit de important în exploatarea a două motoare asincrone cuplate pe același reductor. Într-adevăr, dacă ambele motoare ar funcționa pe caracteristica lor naturală, de obicei foarte dură (fig. 3 *a*), și dacă aceste caracteristici ar diferi foarte puțin între ele, repartiția sarcinii comune pe cele două motoare ar fi foarte inegală, conducînd la supraîncărcarea unuia dintre ele și, respectiv, la subîncărcarea celuilalt. Pentru a se evita acest lucru, se preferă uneori să se înmoaie caracteristicile de lucru în așa fel, încît, chiar dacă cele două caracteristici nu coincid, repartiția sarcinii să rezulte aproximativ egală (fig. 3 *b*). Înmuierea caracteristicii mecanice se obține foarte simplu în instalația considerată prin funcționarea pe treptele 9, 8, 7.

Instalația prezintă și o serie de dezavantaje. Unul dintre cele mai însemnate este acela al pornirii manuale. Evident că, în condițiile relativ grele de exploatare a instalației, manevrarea manuală a controlerului nu

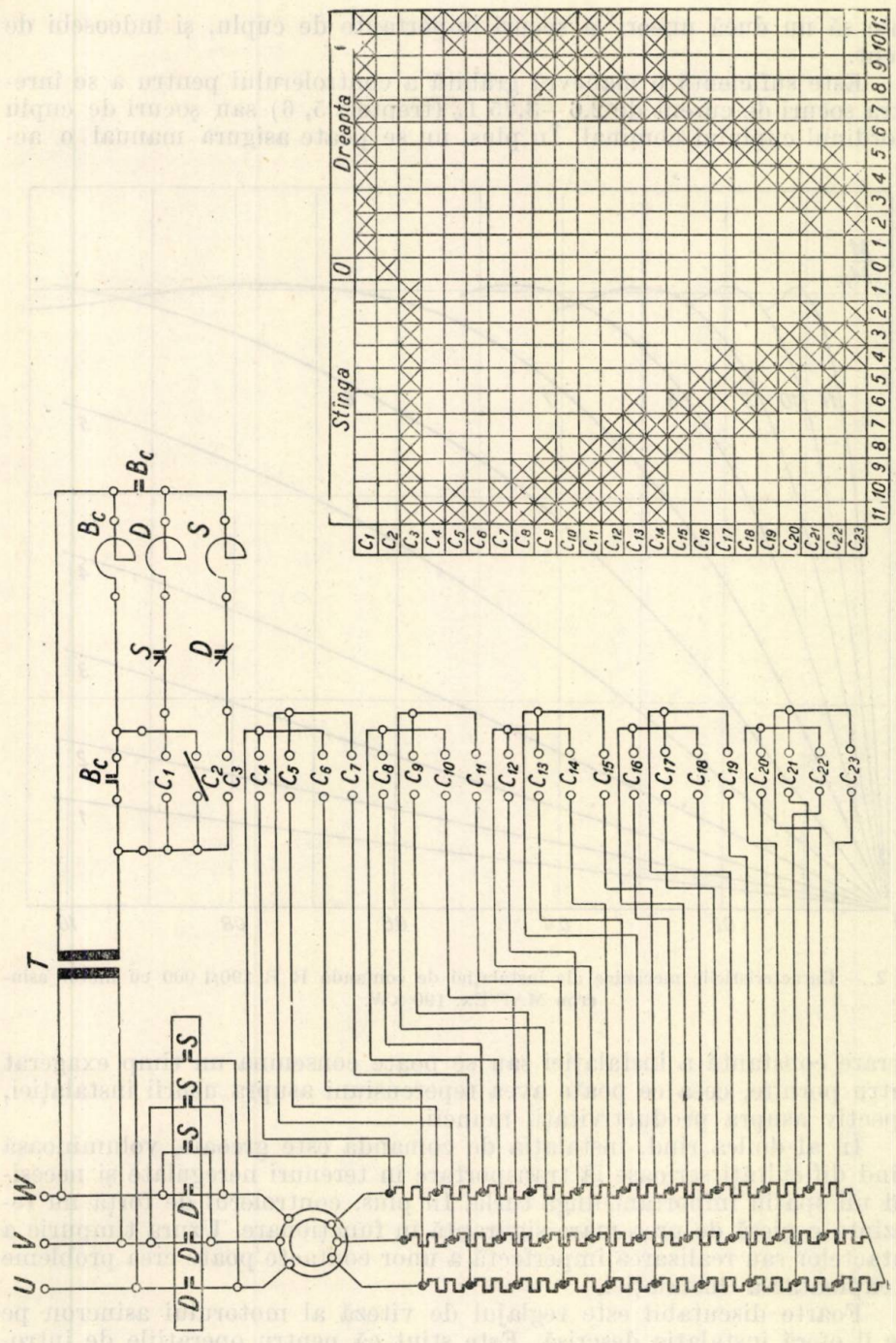


Fig. 1. — Schema principală a instalației de comandă RR 190/1 000.

poate să nu ducă uneori la şocuri importante de cuplu, şi îndeosebi de curent.

Este suficientă o manevră grăbită a controlerului pentru a se înregistra şocuri de curent de 2,6—3,75 I_N (treptele 5, 6) sau şocuri de cuplu de ordinul cuplului nominal. În plus, nu se poate asigura manual o ac-

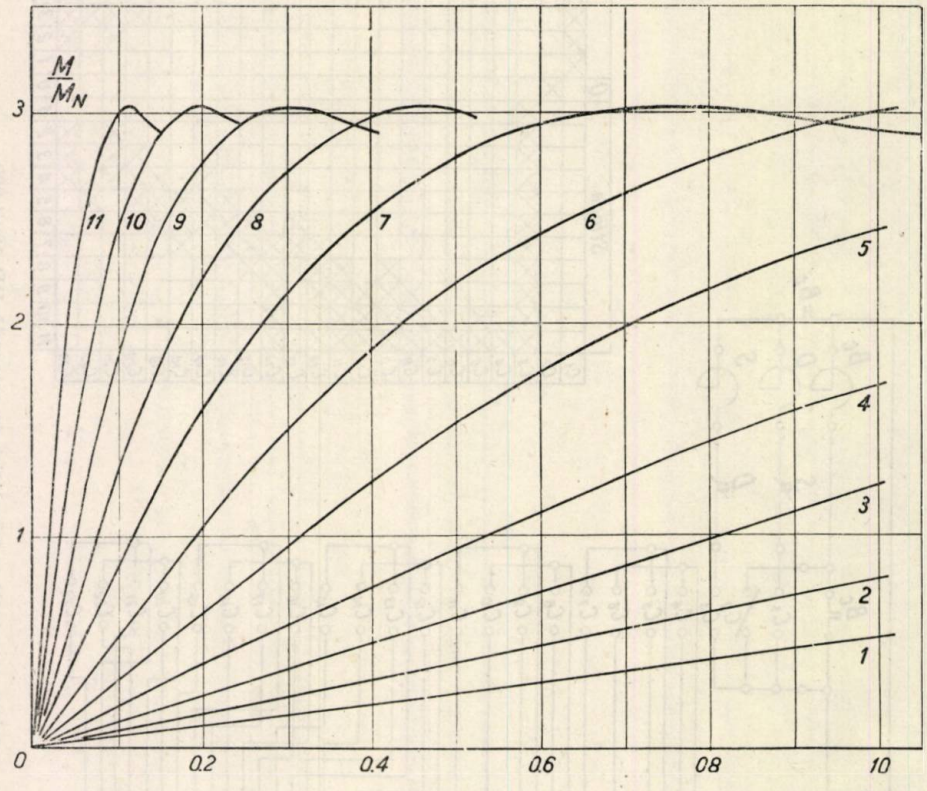


Fig. 2. — Caracteristicile mecanice ale instalaţiei de comandă R R 190/1 000 cu motor asincron MAF-Ex. 190 kW.

celerare constantă a instalaţiei sau se poate consemna un timp exagerat pentru pornire, ceea ce poate avea repercusiuni asupra uzurii instalaţiei, respectiv asupra productivităţii muncii.

În al doilea rînd, instalaţia de comandă este greoaie, voluminoasă creînd dificultăţi serioase la transportare în terenuri neregulate şi necesitînd un spaţiu important lîngă turlă. În plus, controlerul de forţă nu reprezintă o piesă de prea mare siguranţă în funcţionare. Uzura timpurie a contactelor sau realizarea imperfectă a unor contacte poate crea probleme în exploatarea instalaţiei.

Foarte discutabil este reglajul de viteză al motorului asincron pe care îl oferă instalaţia descrisă. Este ştiut că pentru operaţiile de intro-

ducere și extragere, ca și pentru cele legate de forajul rotativ, este nevoie ca instalația de acționare să asigure un reglaj de viteză aproximativ în limitele 1—8. Or, instalația considerată de comandă a motorului asincron permite un reglaj în limitele 1—1,8 (500—985 rot/min), ceea ce arată că este nevoie, în plus, de o cutie de viteze încorporată troliului de foraj,

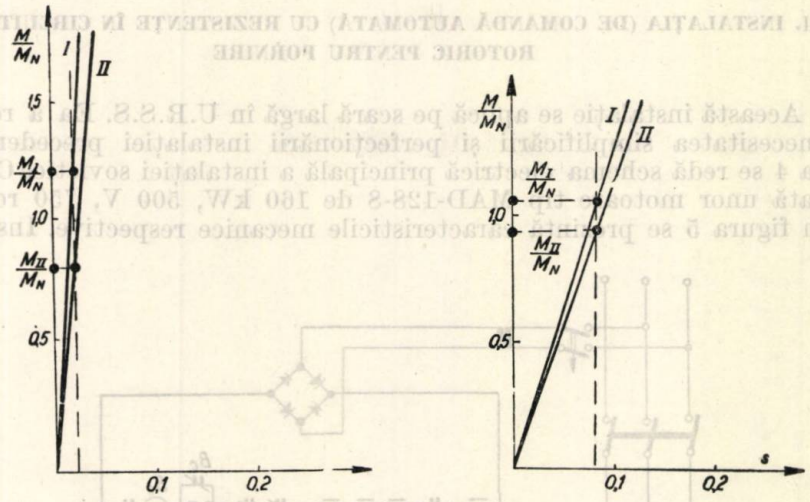


Fig. 3. — Figură pentru înțelegerea repartiției inegale a sarcinii pe două motoare asincrone care lucrează pe un același reductor.

care să dea posibilitatea lărgirii limitelor de reglaj conform cerințelor tehnologice. În această situație, se pune întrebarea : de ce nu se asigură integral nevoile de reglaj de viteză pe seama cutiei de viteze a troliului, știut fiind că reglajul de viteză cu ajutorul rezistențelor conectate în circuitul rotoric al motorului asincron este neeconomic? Sau, dacă vrem să fim mai puțin categorici și să recunoaștem necesitatea practică a mai mult decît 4÷5 trepte de viteză cît oferă troliile actuale, se poate pune întrebarea : de ce nu se reduce numărul de trepte de viteză la 3÷4, mărindu-se eventual numărul de trepte de pornire, pentru a se evita șocuri periculoase de curent sau de cuplu sau manevre grăbite? În plus, se poate remarca ușor că, dintre cele 7 trepte de reglaj de viteză, 4 sînt înghesuite pe o diferență de viteză de rotație de numai 100 rot/min. Eliminarea unor trepte de rezistență ar simplifica instalația, ar reduce volumul și prețul său de cost.

Mai adăugăm că utilizarea treptelor de viteză mică ale rotorului asincron este însoțită de o micșorare corespunzătoare a puterii utile a motorului. Dacă s-ar utiliza cutia de viteze a troliului pentru obținerea de viteze mici, acest neajuns ar dispărea, știut fiind că tocmai atunci cînd cerințele tehnologice impun utilizarea unor viteze mici intervin în joc cupluri mărite.

Tocmai pe baza observațiilor de felul celor de mai sus, legate în esență de neconcordanța caracteristicilor mecanice ale motorului asincron cu cerințele unei instalații de ridicat, în U.R.S.S. s-a renunțat complet la asemenea instalații de comandă cu reglaj de viteză.

III. INSTALAȚIA (DE COMANDĂ AUTOMATĂ) CU REZISTENȚE ÎN CIRCUITUL ROTORIC PENTRU PORNIRE

Această instalație se aplică pe scară largă în U.R.S.S. Ea a rezultat din necesitatea simplificării și perfecționării instalației precedente. În figura 4 se redă schema electrică principală a instalației sovietice СБ-54-1 aplicată unor motoare tip MAD-128-8 de 160 kW, 500 V, 750 rot/min, iar în figura 5 se prezintă caracteristicile mecanice respective. Instalația

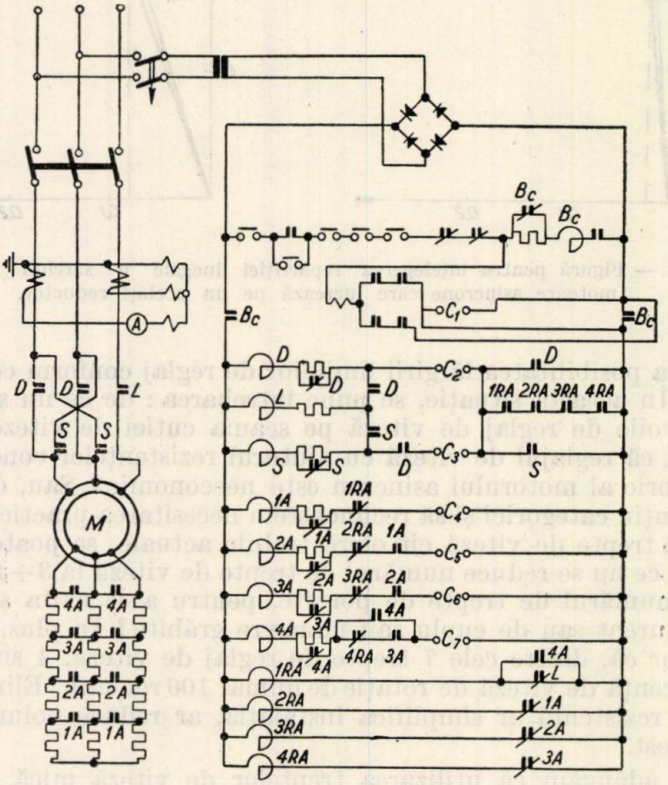


Fig. 4. — Schema principală a instalației sovietice СБ-54.

aceasta asigură pornirea, inversarea de sens de rotație, reglajul vitezei de rotație, frînarea contracurent și protecția automată a motorului la scurtcircuit și la curenți de suprasarcină de lungă durată.

Nu vom intra în descrierea detaliată a funcționării instalației. Se poate însă remarca că, cu ajutorul controlerului care realizează succesiv contactele C, se poate comanda pornirea în trepte a motorului, ca și funcționarea de durată pe o treaptă oarecare.

Cele patru trepte de rezistență sînt scurtcircuitate succesiv de o serie de patru contactoare comandate prin relee de timp, cu timpi de acționare fixați corespunzător. Trecerea controlerului de pe o poziție pe alta nu atrage după sine scurtcircuitarea treptei respective de rezistență, ci doar intrarea în funcțiune a releului corespunzător de timp, care este singurul în măsură să dicteze scurtcircuitarea treptei de rezistență după o întîrziere fixată anterior.

Prin urmare, instalația de comandă descrisă prezintă o serie de perfecționări și simplificări față de instalația precedentă. Datorită releelor temporizate de pornire, orice manevră grăbită a controlerului nu are influență asupra șocurilor de cuplu și de curent, asupra accelerației motorului. Există, în același timp, posibilitatea pornirii automate a motorului. Se reduce numărul de trepte de reglaj de viteză la trei.

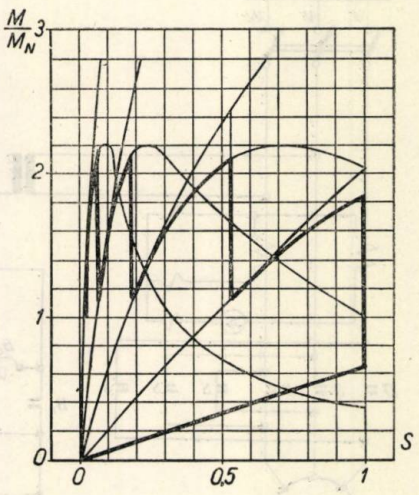


Fig. 5. — Caracteristicile mecanice ale instalației CB-54 cu motor asincron MAD-128-8.

Totuși și această instalație prezintă o serie de deficiențe puse în evidență de exploatare. Astfel problema repartiției egale a sarcinii pe cele două motoare în condițiile normale de funcționare pe caracteristica naturală rămîne încă nerezolvată. Pornirea făcîndu-se pe un număr de patru trepte, șocurile de cuplu la care sînt supuse elementele cinematice ale instalației de acționare a troliului sînt de ordinul de mărime al cuplului nominal, iar șocurile de curent în timpul pornirii pot ajunge $(2{,}5-3)I_N$. Instalația prezintă încă nesiguranță în exploatare, datorită prezenței în schemă în primul rînd a 4 contactoare bipolare și a 4 relee de timp pentru pornire, contactoarele și releele fiind elemente sensibile. Este suficient să se defecteze unul dintre aceste elemente pentru ca întreaga instalație să funcționeze cu mari deficiențe. Volumul instalației, greutatea ei sînt de asemenea prea mari, dînd dificultăți în transport și la instalare.

IV. INSTALAȚIA DE COMANDĂ CU REZISTENȚĂ ȘI BOBINE DE INDUCȚIE ÎN CIRCUITUL ROTORIC

Un progres pe linia perfecționării și asigurării continuității funcționării constituie instalația sovietică de comandă a pornirii motoarelor asincrone de acționare a troliului cu rezistențe și bobine de inducție în

circuitul rotoric. Vom prezenta instalația sovietică СБ-58 de comandă a motorului АКБ 114—6 de 320 kW, 500 V, 1 000 rot/min. În figura 6 este redată schema electrică principală a instalației, iar în figura 7 caracteristicile mecanice care se obțin.

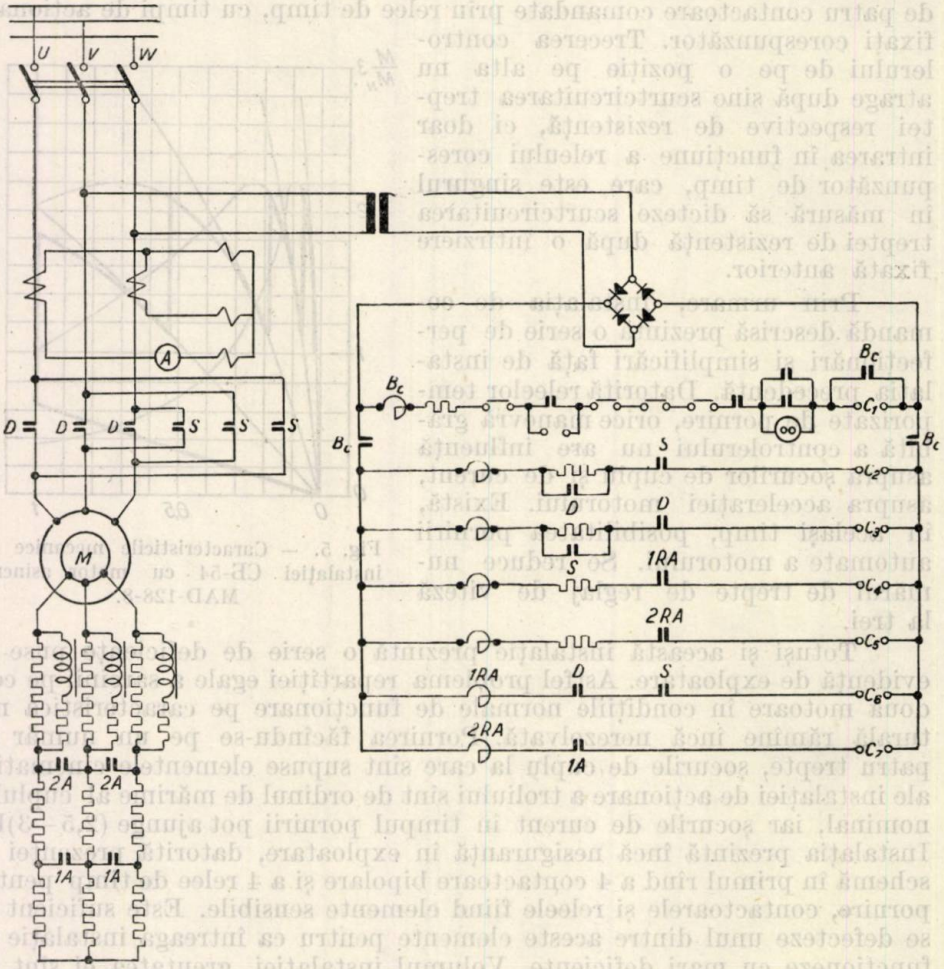


Fig. 6. — Schema principală a instalației sovietice СБ-58.

Se remarcă faptul că instalația posedă două trepte preliminare cu rezistență, a căror scurtcircuitare se comandă prin controler, existînd însă relee de timp care nu permit scurtcircuitări înainte de vreme. Prima treaptă de rezistență, care dă un șoc de cuplu de 0,8 M_N, nu reprezintă o treaptă de pornire. De-abia trepta a doua, care dezvoltă un cuplu de 1,4 M_N, permite pornirea în plină sarcină a motorului. În circuitul rotoric

de fază al motorului se introduce de asemenea o bobină de inducție înseriată cu o rezistență, ambele fiind legate în paralel cu o altă rezistență. Introducerea acestor rezistențe suplimentare și a bobinei conduce la modificarea caracteristicii naturale (în ipoteza scurtcircuitării treptelor preliminare de rezistență) și la transformarea ei într-o caracte-

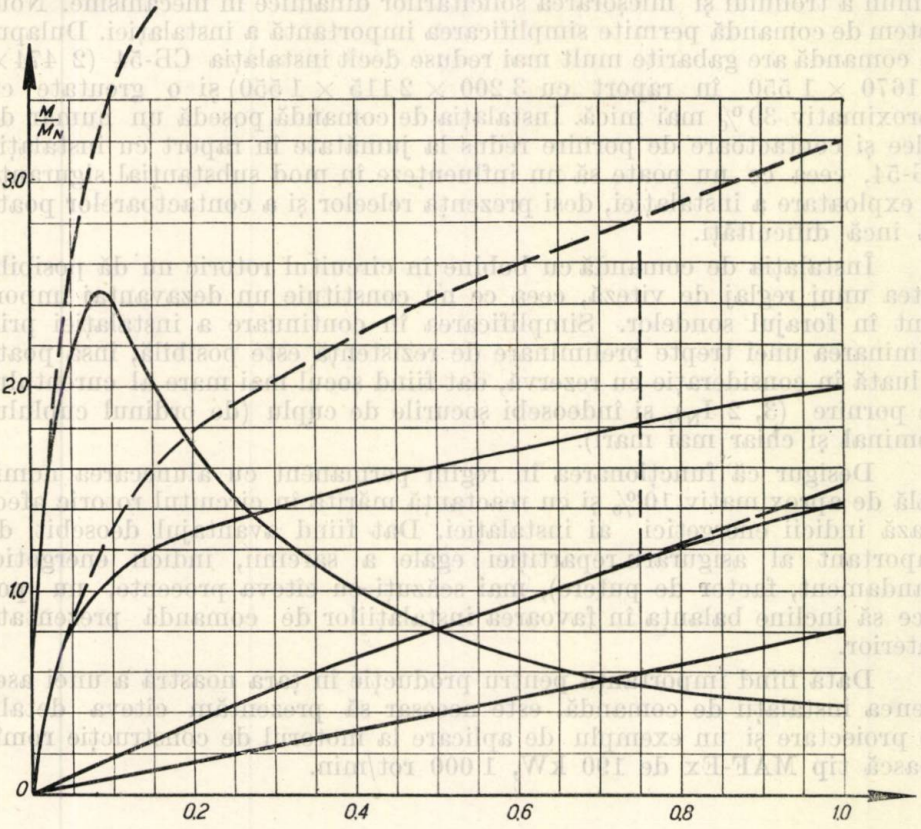


Fig 7. — Caracteristicile mecanice ale instalației СБ-58 cu motor asincron АКБ-114-6.

ristică apropiată de aceea a motoarelor cu bare înalte sau cu dublă colivie, pe baza modificării reactanței bobinei pe măsură ce frecvența curenților rotorici se modifică în decursul accelerării motorului.

Datorită intervenției unui releu de timp, trecerea de pe treapta a doua de rezistență pe caracteristica cu bobină se realizează atunci cînd motorul a ajuns la o alunecare de aproximativ 0,75. Bobina de inducție și rezistențele legate în serie și în derivație cu ea rămîn conectate în permanență în circuitul rotoric, servind la înmuierea caracteristicii mecanice.

Se remarcă imediat că schema de comandă este mai simplă, numărul de elemente mai mic. Șocurile de cuplu sînt de ordinul (0,7 — 0,8) M_N, iar șocul maxim de curent de 2,9 I_N. Caracteristica mecanică cu bobină

de inducție în circuitul rotoric asigură o pornire mai lină, o accelerare mai constantă. Timpul total de pornire este redus în raport cu instalația СБ-54, care utilizează patru trepte de rezistențe în circuitul rotoric cu aproximativ 30%. Înmuierea caracteristicii mecanice a motorului permite îmbunătățirea repartiției sarcinii la acționarea cu două motoare și reductor comun a troliului și micșorarea solicitărilor dinamice în mecanisme. Noul sistem de comandă permite simplificarea importantă a instalației. Dulapul de comandă are gabarite mult mai reduse decît instalația СБ-54 (2 474 × ×1670 × 1 550 în raport cu 3 200 × 2115 × 1 550) și o greutate cu aproximativ 30% mai mică. Instalația de comandă posedă un număr de relee și contactoare de pornire redus la jumătate în raport cu instalația СБ-54, ceea ce nu poate să nu influențeze în mod substanțial siguranța în exploatare a instalației, deși prezența releelor și a contactoarelor poate da încă dificultăți.

Instalația de comandă cu bobine în circuitul rotoric nu dă posibilitatea unui reglaj de viteză, ceea ce nu constituie un dezavantaj important în forajul sondelor. Simplificarea în continuare a instalației prin eliminarea unei trepte preliminare de rezistență este posibilă, însă poate fi luată în considerație cu rezervă, dat fiind șocul mai mare al curentului de pornire ($3, 2\ I_N$), și îndeosebi șocurile de cuplu (de ordinul cuplului nominal și chiar mai mari).

Desigur că funcționarea în regim permanent cu alunecarea nominală de aproximativ 10% și cu reactanță mărită în circuitul rotoric afectează indicii energetici ai instalației. Dat fiind avantajul deosebit de important al asigurării repartiției egale a sarcinii, indicii energetici (randament, factor de putere), mai scăzuți cu cîteva procente, nu pot face să încline balanța în favoarea instalațiilor de comandă prezentate anterior.

Dată fiind importanța pentru producție în țara noastră a unei asemenea instalații de comandă, este necesar să prezentăm cîteva detalii de proiectare și un exemplu de aplicare la motorul de construcție românească tip MAF-Ex de 190 kW, 1 000 rot/min.

IV. 1. CALCULUL PARAMETRILOR INSTALAȚIEI DE COMANDĂ

Desigur că, pentru proiectarea unei instalații de comandă de tipul prezentat mai sus, este deosebit de importantă alegerea inductivității bobinei și a rezistențelor legate în serie și în paralel, în așa fel încît caracteristica mecanică care rezultă să corespundă din punctul de vedere al asigurării unui șoc de curent de pornire relativ scăzut și al unui cuplu mediu suficient de constant și de ridicat pentru micșorarea timpului de pornire.

În cele ce urmează vom căuta să prezentăm o metodă inedită de calcul al parametrilor instalației de comandă. În figura 8 este prezentată schema echivalentă a motorului asincron, în care x'_a este reactanța bobinei conectată în circuitul rotoric, raportată la înfășurarea statorului (și la

frecvența statorului), R_a' este rezistența legată în serie cu bobina raportată la stator, iar R_b' este rezistența în derivație, de asemenea raportată la stator. În rest, R_1, R_2', X_1, X_2', X_0 sînt parametrii naturali ai motorului, iar s este alunecarea.

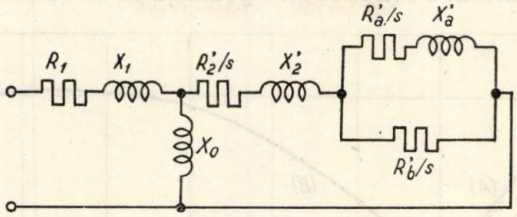


Fig. 8. — Schema echivalentă a motorului cu bobină de inducție în circuitul rotoric.

Impedanța suplimentară adăugată circuitului rotoric are următoarea expresie la o alunecare oarecare :

$$Z_{es}' = \frac{R_a'(R_a' + R_b') + s^2 X_a'^2 + j\, s\, R_b' X_a'}{(R_a' + R_b')^2 + s^2 X_a'^2} \cdot \frac{R_b'}{s}.$$

Dacă se notează cu

$$\frac{R_a'}{R_a' + R_b'} = U \quad \text{și} \quad \frac{X_a'}{R_a' + R_b'} = V,$$

atunci rezistența suplimentară are expresia

$$\frac{R_{es}'}{s} = \frac{R_b'}{s} \cdot \frac{U + s^2 V^2}{1 + s V^2}, \tag{1}$$

iar reactanța suplimentară

$$X_{es}' = R_b' \frac{V(1 - U)}{1 + s^2 V^2},$$

La alunecări mici se pot neglija termenii conținînd s^2 și dacă în această situație considerăm $X_{es}' = K R_{es}'$, atunci se obține o relație

$$V(1 - U) = K U, \tag{2}$$

coeficientul K rămînînd a fi determinat.

La alunecarea $s = 1$, corespunzătoare pornirii, se obține o relație evidentă

$$\frac{R_e'}{X_e'} = \frac{U + V^2}{(1 - U) V}. \tag{3}$$

Relațiile (1), (2) și (3) se utilizează pentru determinarea parametrilor R_a', R_b' și X_a' din condiții referitoare la caracteristica mecanică pe care dorim să o obținem.

În figura 9 se pun în evidență aceste condiții. Curba (A) reprezintă caracteristica naturală. Fără nici o impedanță în circuitul rotoric, curentul

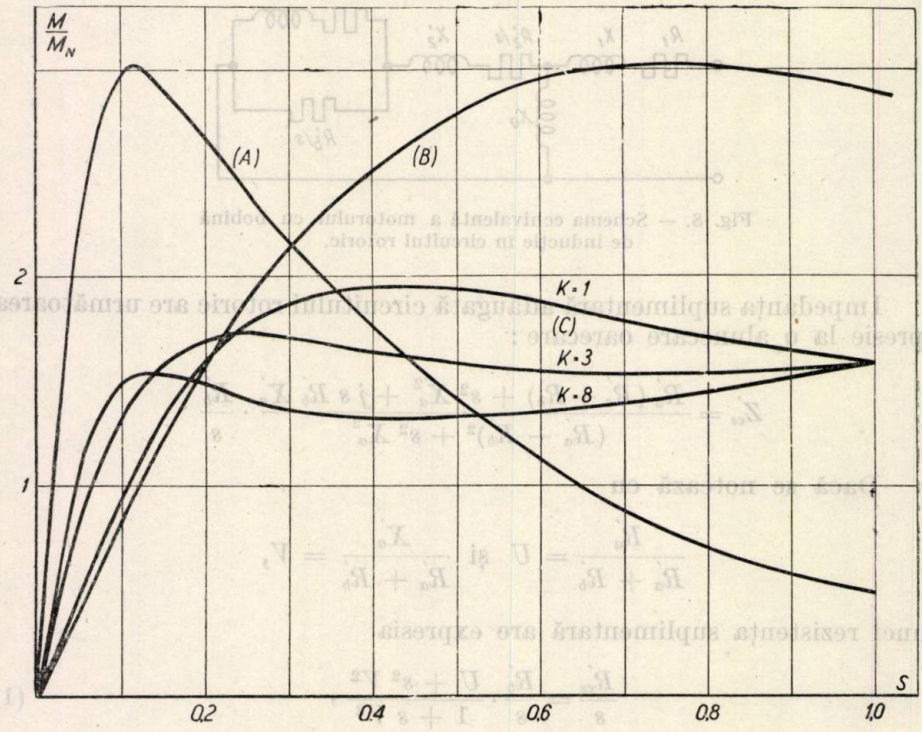


Fig. 9. — Caracteristicile mecanice pentru diferiți coeficienți K.

de pornire ar fi I_{pN}, iar momentul de pornire mult prea redus. Caracteristica (B) este o caracteristică artificială, corespunzătoare introducerii unei rezistențe R_e' în circuitul rotoric. Această caracteristică determină caracteristica cu bobină. Rezistența R_e' se alege în așa fel, încît caracteristica (B) să asigure înmuierea necesară și un cuplu de pornire ridicat la un curent de șoc redus în limitele posibile. De obicei, R_e' corespunde unei alunecări nominale de ordinul a 10%÷15% și al unui cuplu de pornire apropiat de cel maxim. Fie M_{p1} și I_{p1} cuplul de pornire, respectiv curentul de pornire corespunzătoare caracteristicii (B), și fie coeficientul K_1 definit de relația

$$K_1 = \frac{I_{p1}}{I_{pN}} \cdot$$

Evident

$$K_1 = \sqrt{\frac{R_K^2 + X_K^2}{(R_K + R_e')^2 + X_K^2}},$$

în care R_K și X_K sînt rezistența și reactanța la scurtcircuit ale motorului fără nici o impedanță suplimentară în circuitul rotoric.

Prin introducerea unei reactanțe suplimentare X_e', caracteristica (B) se schimbă în caracteristica (C). Curentul de pornire I_{p2} va fi evident mai mic, iar cuplul de pornire M_{p2} micșorat cu pătratul curentului. Dacă

$$K_2^2 = \frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{(R_K + R_e')^2 + X_K^2}{(R_K + R_e')^2 + (X_K + X_e')^2}, \qquad (4)$$

atunci, evident,

$$\frac{I_{p2}}{I_{p1}} = K_2.$$

Cuplul de pornire determinat de caracteristica (C) trebuie să asigure pornirea în plină sarcină a motorului, adică trebuie să fie de ordinul $1{,}4 \div 1{,}6\ M_N$ În acest fel, alegînd $\frac{M_{p2}}{M_N}$ și cunoscînd $\frac{M_{p1}}{M_N}$, rezultă valoarea coeficientului K_2 și, implicit, prin relația (4), în care se cunosc R_K, X_K, R_e', se determină mărimea X_e'. Curentul de pornire asigurat de caracteristica (C) rezultă imediat:

$$\frac{I_{p2}}{I_{pN}} = K_1 K_2.$$

El trebuie să fie acceptabil pentru rețeaua de alimentare a instalației. Prin urmare, la alegerea coeficienților K_1 și K_2 trebuie să se aibă în vedere și această condiție.

Cunoscîndu-se mărimile R_e' și X_e' și alegîndu-se coeficientul K, se poate rezolva sistemul de ecuații (1), (2), (3) și se pot găsi parametrii necesari ai bobinei și rezistențelor legate de ea.

Coeficientul K nu are influență asupra cuplului și curentului de pornire, în schimb determină alura caracteristicii mecanice (C) în restul domeniului $0 < s < 1$ care ne interesează. Coeficientul K de valoare subunitară conduce la caracteristici asemănătoare cu cele ale motorului în simplă colivie, cu alunecări nominale foarte apropiate de cea corespunzătoare caracteristicii auxiliare (B), (vezi fig. 9, caracteristica (C) pentru $K = 1$). Coeficientul K de valoare mare supraunitară conduce la caracteristici cu șa (vezi fig. 9, caracteristica pentru $K = 8$). O caracteristică bună din punctul de vedere al asigurării unui cuplu aproape constant se obține prin alegerea lui $K = 1 \div 2$.

Parametrii necesari treptelor preliminare de rezistență se calculează în mod obișnuit.

O dată cunoscută valoarea reactanței, bobina de inducție se poate calcula cu ușurință după cele cunoscute din electrotehnică referitoare la bobine cu întrefier. Curentul de regim al bobinei se determină din relația

$$I_{pN} = I_{2N} \frac{\frac{R'_b}{s'_N}}{\sqrt{\left(\frac{R'_a + R'_b}{s'_N}\right)^2 + X'^2_a}},$$

în care I_{2N} este curentul nominal al circuitului rotoric, iar s'_N este noua alunecare nominală corespunzătoare caracteristicii (C).

Pentru ca parametrii bobinei să nu se schimbe în timpul pornirii, trebuie ca circuitul feromagnetic al bobinei să fie nesaturat nici chiar la șocul de curent de la pornire.

Aplicînd instalația de comandă descrisă mai sus la motorul de construcție românească MAF-Ex 190 kW; 1 000 V; 1 000 rot/min și asigurîndu-se un cuplu de pornire de 1,7 M_N; rezultă în urma calculului $R'_a = 0{,}42\ \Omega$; $R'_b = 1{,}3\ \Omega$ și $X'_a = 1{,}1\ \Omega$.

Coeficientul de raportare la înfășurarea statorului fiind 2,7, rezultă valorile reale ale parametrilor : $R_a = 0{,}155\ \Omega$; $R_b = 0{,}4\ \Omega$; $X_a = 0{,}48\ \Omega$. Caracteristica obținută este redată în figura 10. Cuplul mediu în timpul accelerării este aproximativ 1,6 M_N, iar alunecarea nominală devine aproximativ 10%.

Dacă se asigură trecerea de la treapta a doua preliminară de rezistență la caracteristica cu bobina la alunecare $s = 0{,}75$, șocul de curent este de aproximativ 2,9 I_N, ceea ce este admisibil pentru linia de alimentare.

Greutatea bobinei trifazate necesare nu depășește 180 kg.

V. INSTALAȚIA DE COMANDĂ CU REZISTENȚE ÎN CIRCUITUL ROTORIC ȘI O BOBINĂ MONOFAZATĂ SATURABILĂ ÎN CIRCUITUL STATORIC

Instalația de comandă cu bobine de inducție și rezistențe în circuitul rotoric prezintă încă o serie de deficiențe, dintre care cea mai importantă este aceea a menținerii (deși în număr redus) a unor relee și contactoare. În scopul eliminării acestora se propune o nouă instalație, care utilizează rezistențe în circuitul rotoric rămase în permanență în circuit și o bobină saturabilă monofazată cu comandă de premagnetizare în curent continuu. Schema electrică de principiu a unei asemenea instalații este prezentată în figura 11.

Bobina saturabilă este conectată pe o fază a statorului motorului. Înfășurarea de premagnetizare a bobinei este alimentată cu tensiunea de la bornele fazei statorului, care este legată în serie cu bobina prin intermediul unui redresor. Rezistențele conectate în circuitul rotoric servesc la înmuierea caracteristicii mecanice și la micșorarea curentului de pornire.

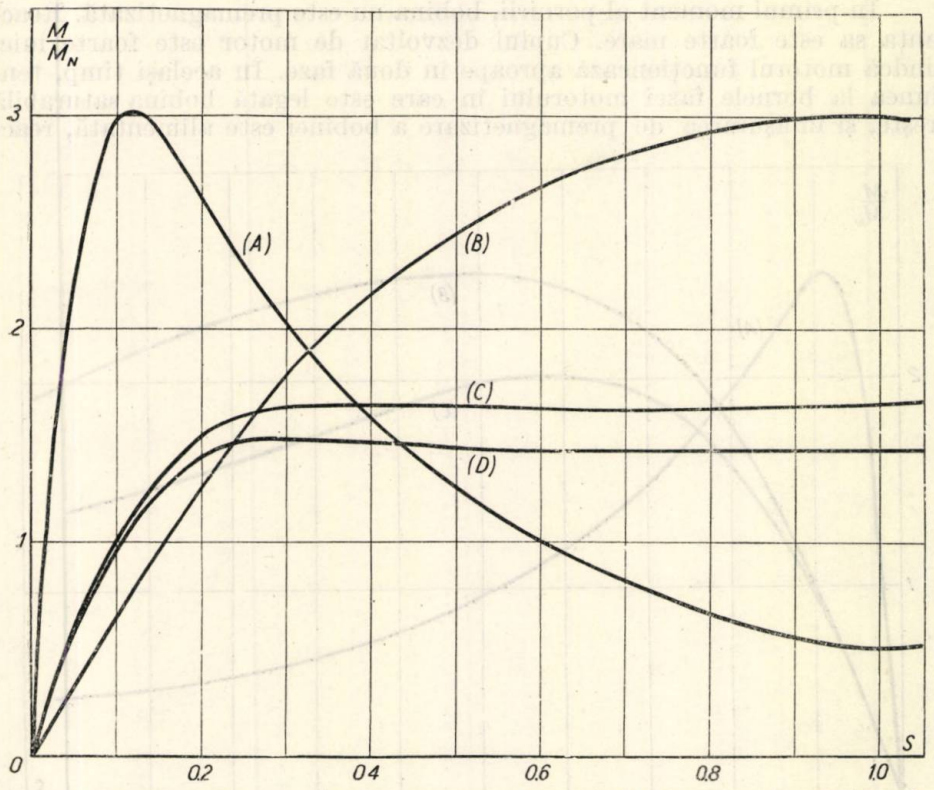


Fig. 10. — Caracteristicile mecanice ale unei instalaţii cu bobină de inducţie în circuitul rotoric pentru motor asincron MAF-Ex. 190 kW.

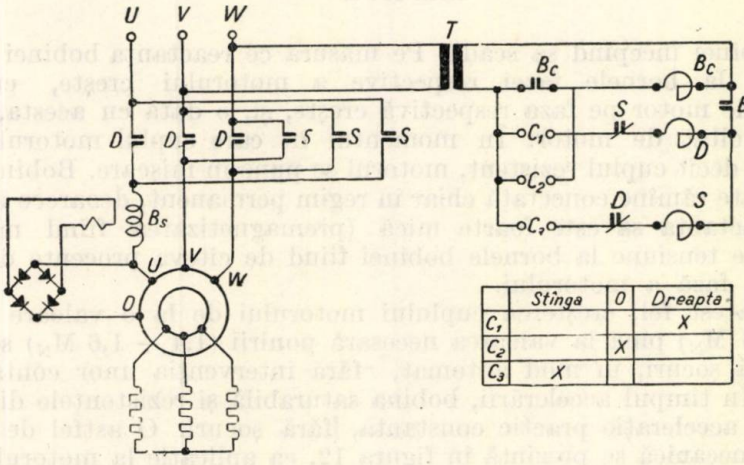


Fig. 11. — Schema principală a instalaţiei cu bobină saturabilă monofazată.

În primul moment al pornirii, bobina nu este premagnetizată. Reactanța sa este foarte mare. Cuplul dezvoltat de motor este foarte mic, fiindcă motorul funcționează aproape în două faze. În același timp, tensiunea la bornele fazei motorului în care este legată bobina saturabilă crește, și înfășurarea de premagnetizare a bobinei este alimentată, reac-

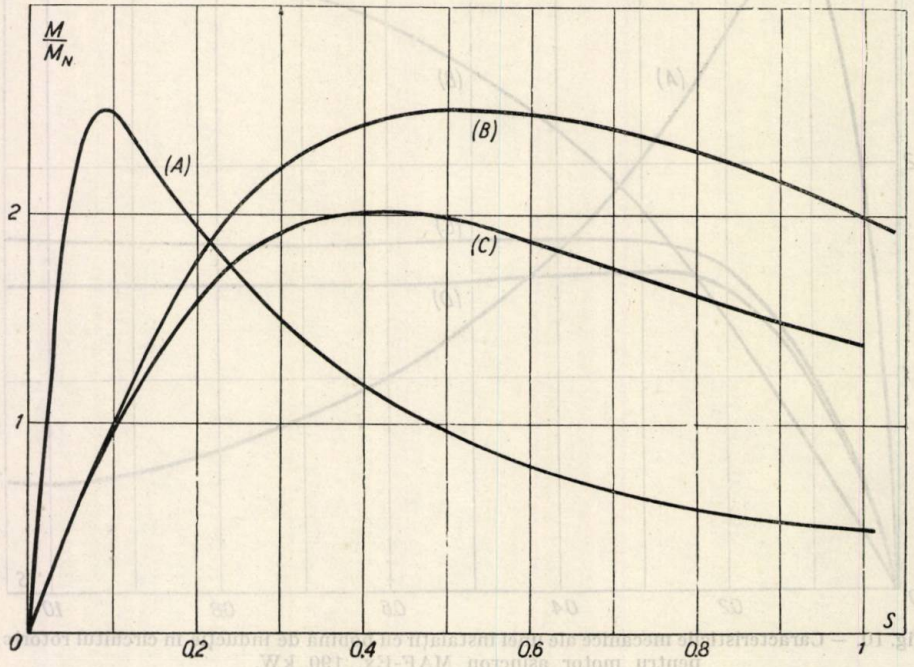


Fig. 12. — Caracteristicile mecanice ale instalației cu bobina saturabilă pentru motor asincron АКБ-114-6.

tanța bobinei începînd să scadă. Pe măsură ce reactanța bobinei scade, tensiunea la bornele fazei respective a motorului crește, curentul absorbit de motor pe faza respectivă crește, și, o dată cu acesta, și cuplul dezvoltat de motor. În momentul în care cuplul motorului este mai mare decît cuplul rezistent, motorul se pune în mișcare. Bobina saturabilă poate rămîne conectată chiar în regim permanent, deoarece în acest regim reactanța sa este foarte mică (premagnetizarea fiind maximă, căderea de tensiune la bornele bobinei fiind de cîteva procente din tensiunea pe fază a motorului.

În acest fel, creșterea cuplului motorului de la o valoare redusă (0,4 ÷ 0,6 M_N) pînă la valoarea necesară ponirii (1,4 ÷ 1,6 M_N) se realizează fără șocuri, în mod automat, fără intervenția unor contactoare și relee. În timpul accelerării, bobina saturabilă și rezistențele din rotor asigură o accelerație practic constantă, fără șocuri. O astfel de caracteristică mecanică se prezintă în figura 12, ca aplicație la motorul sovietic АКБ-114-6 de 320 kW, 500 V, 1 000 rot/min. În figura 12, caracteris-

tica (A) este cea naturală, caracteristica (B) este cea corespunzătoare rezistențelor conectate în circuitul rotoric, iar caracteristica (C) corespunde intervenției bobinei saturabile.

Precum se vede, șocul inițial al cuplului este de 0,5 M_N, cuplul crescînd treptat în decurs de 1 ÷ 2 s pînă la 1,4 M_N, cînd se presupune că cuplul rezistent este învins și motorul se pune în mișcare. Alunecarea nominală, asigurată de caracteristica (C), este de aproximativ 10 %. Șocul cel mai important de curent este de 3,30 I_N. Greutatea bobinei saturabile este de aproximativ 480 kg. Puterea necesară premagnetizării în curent continuu este sub 0,6 % din puterea utilă a motorului.

Noua instalație de comandă prezintă o serie de avantaje vizibile: siguranță în funcționare mult mărită prin lipsa oricăror elemente cu contacte, pornire lină fără șocuri, caracteristică mecanică înmuiată, în scopul obținerii unei repartiții egale a sarcinii. Instalația de comandă devine mult mai simplă. Față de instalația СБ-58, ea comportă 3 blocuri de rezistență în rotor în loc de 18 blocuri, iar în locul bobinei de inducție din rotor, bobina saturabilă din stator. Prin eliminarea în plus a contactoarelor și a releelor, blocul de comandă se poate realiza cu gabarite și mai mici și la un preț de cost mai scăzut.

În același timp, nu trebuie să trecem cu vederea anumite dezavantaje ale instalației propuse: șocul de curent de pornire este ceva mai mare (3,3 I_N față de 2,9 I_N) și existența unei nesimetrii a curenților în sarcină permanentă, din cauza bobinei saturabile monofazate. Trebuie subliniat însă că motorul asincron nu suferă de pe urma unei funcționări nesimetrice, chiar dacă nesimetria este mai importantă (în cazul nostru curentul de succesiune inversă atinge 18% din curentul de succesiune directă în sarcina nominală, pierderile rămînînd însă practic neafectate de regimul nesimetric, iar cuplul invers fiind cu totul neglijabil față de cuplul direct).

În cele ce urmează vom da unele detalii în legătură cu calculul bobinelor saturabile și al caracteristicii mecanice a motorului asincron.

V. 1. CALCULUL BOBINEI SATURABILE

În timpul funcționării, reactanța bobinei saturabile variază de la o valoare maximă X_o la o valoare minimă X_m sub acțiunea premagnetizării de curent continuu. În același timp, curentul prin bobină variază de la valoarea I_o la valoarea I_m. Iar tensiunea la bornele bobinei variază în mod corespunzător de la valoarea U_{bo} la valoarea U_{bm}. Evident, dacă se neglijează rezistența înfășurării și regimul deformat, atunci $U_{bo} = X_o I_o$ și $U_{bm} = X_m I_m$. Înfășurarea de curent alternativ a bobinei saturabile (fig. 13) se compune din două părți identice, înfășurate fiecare pe cîte un miez magnetic. Să presupunem că miezul magnetic este toroidal, așa cum este indicat să se construiească. Fie S secțiunea utilă a torului și l lungimea lui medie, iar w numărul de spire al unei jumătăți a înfășurării de curent alternativ.

În consecință,

$$\frac{U_{b0}}{2} = \frac{2\pi}{\sqrt{2}} f B_o S_w, \tag{5}$$

în care f reprezintă frecvența, iar B_o inducția în miezul magnetic corespunzătoare tensiunii U_{b0}, și, pe de altă parte,

$$H_o = \frac{kI_o w \sqrt{2}}{l},$$

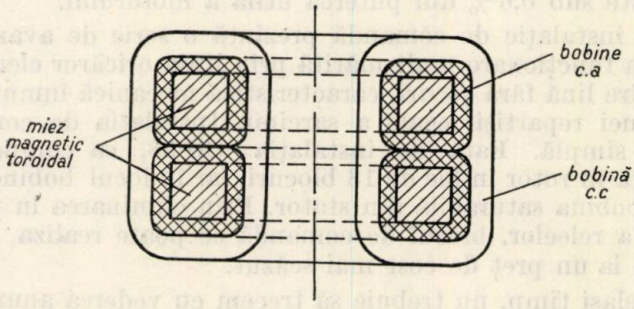


Fig. 13. — Schema constructivă a bobinei saturabile.

în care H_o reprezintă intensitatea cîmpului magnetic corespunzătoare inducției B_o, iar k coeficientul de raționalizare.

Din cele două relații de mai sus se poate deduce volumul de material magnetic necesar unui miez

$$Sl = \frac{k\, U_{b0} I_0\, \mu_0 \mu_{r0}}{2\,\pi f\, B_0^2}, \tag{6}$$

în care μ_0 este permeabilitatea vidului, iar μ_{r0} este permeabilitatea relativă a materialului miezului magnetic corespunzătoare lui B_0 și H_0, conform relației

$$\mu_{r0} = \frac{B_0}{\mu_0 H_0}.$$

Se observă că volumul bobinei este cu atît mai mic, cu cît puterea $U_{b0} I_0$ este mai mică, permeabilitatea relativă μ_{r0} este de asemenea mai mică, iar inducția B_0 mai mare. Însă inducția B_0 și permeabilitatea corespunzătoare μ_0 nu pot fi alese independent de limitele de variație ale reactanței bobinei. De aceea volumul bobinei saturabile depinde și de aceste limite.

Pentru asigurarea unui anumit cuplu maxim de pornire, bobina trebuie să intervină în circuitul motorului cu o anumită reactanță minimă, X_m. Același volum de material magnetic trebuie deci să satisfacă și relația

$$Sl = \frac{k U_{bm} I_m \mu_0 \mu_{rm}}{2\pi f B_m^2}$$

cu

$$\mu_{rm} = \frac{B_m}{\mu_0 H_m} .$$

Prin urmare, inducția B_0 corespunzătoare premagnetizării nule și inducția B_m corespunzătoare premagnetizării maxime nu sînt independente din momentul alegerii limitelor de variație ale reactanței bobinei și ale materialului miezului magnetic. Mai precis, inducțiile B_0 și B_m trebuie să satisfacă pentru o bobină dată relația

$$\frac{B_0}{B_m} = \frac{U_{b0}}{U_{bm}} = \frac{X_0 I_0}{X_m I_m} , \tag{7}$$

iar permeabilitățile relative corespunzătoare, relația

$$\frac{\mu_{r0}}{\mu_{rm}} = \frac{X_0}{X_m} , \tag{8}$$

Mersul calculului bobinei este următorul. Se stabilesc limitele de variație X_0, X_m ale reactanței bobinei în scopul asigurării unui șoc inițial al cuplului de pornire relativ scăzut și al unui cuplu maxim de pornire acceptabil. Se calculează apoi, așa cum vom vedea mai departe, curenții I_0 și I_m absorbiți de motor pe faza pe care este conectată bobina și apoi tensiunile U_{b0} și U_{bm} la bornele bobinei. Cunoscîndu-se apoi caracteristicile $\mu_r = f(B)$ pentru diferite premagnetizări în curent continuu (în fig. 14 *a* și *b* sînt redate curbe ridicate în Institutul de energetică pentru oțel obișnuit de transformator, miezul avînd formă toroidală, raportul dintre dimensiunea radială a torului și diametrul mediu fiind $\frac{1}{5}$), se alege un punct de funcționare (B_0, μ_{r0}) la premagnetizare nulă și un alt punct (B_m, μ_{rm}) la premagnetizarea maximă aleasă H_c, în așa fel încît B_0 și B_m să satisfacă relația (7), iar μ_{r0} și μ_{rm} relația (8). Apoi, pe baza relației (6), se calculează volumul de material magnetic al unuia dintre toruri. Se alege suprafața S și se deduce lungimea medie l a torului, iar în cele din urmă numărul de spire w al unei jumătăți din înfășurarea de curent alternativ se deduce din (5). Numărul de spire w_0 de curent continuu se deduce din condiția asigurării premagnetizării dorite

$$H_c = \frac{I_c w_c}{l} ,$$

(I_c fiind curentul continuu de premagnetizare) și din tensiunea de curent continuu care ne stă la dispoziție.

V. 2. CALCULUL CARACTERISTICII MECANICE

Fie X reactanța bobinei și fie s alunecarea motorului la un moment dat. Impedanțele de succesiuni corespunzătoare reactanței X a bobinei monofazate vor fi

$$\underline{\zeta}_0 = \underline{\zeta}_1 = \underline{\zeta}_2 = j \frac{X}{3} ,$$

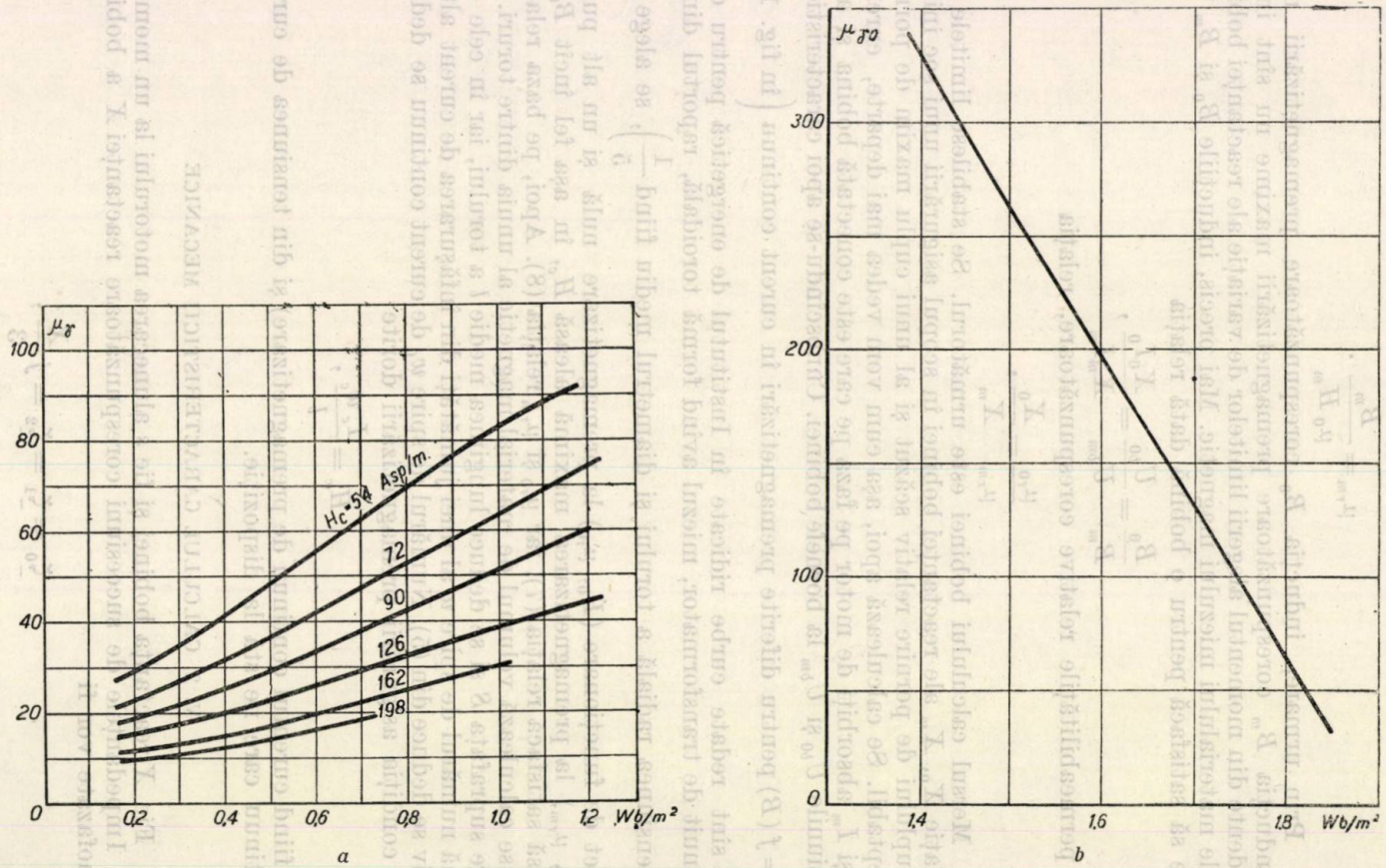


Fig. 14. — Caracteristicile $\mu_r = f(B)$ pentru diferite premagnetizări.

iar ecuațiile de funcționare ale motorului, inclusiv bobina, vor fi

$$E = \underline{\zeta}_0 \underline{I}_1 + \underline{\zeta}_2 \underline{I}_2 + \underline{U}_1;$$

$$O = \underline{\zeta}_1 \underline{I}_1 + \underline{\zeta}_0 \underline{I}_2 + \underline{U}_2;$$

$$\underline{U}_1 = \underline{Z}_1 \underline{I}_1;$$

$$\underline{U}_2 = \underline{Z}_2 \underline{I}_2,$$

în care indicele 1 se referă la succesiunea directă, iar indicele 2 la succesiunea inversă. $\underline{Z}_1$ și $\underline{Z}_2$ reprezintă impedanța de succesiune directă (fig. 15), respectiv inversă, iar $\underline{U}$ tensiunea la bornele motorului, E fiind tensiunea de fază a rețelei de alimentare. Rezolvînd sistemul de mai sus, se determină curenții de succesiune directă și inversă absorbiți de motor

$$\underline{I}_1 = \underline{E} \frac{\underline{\zeta}_0 + \underline{Z}_2}{(\underline{\zeta}_0 + \underline{Z}_1)(\underline{\zeta}_0 + \underline{Z}_2) - \underline{\zeta}_0^2};$$

$$\underline{I}_2 = -\underline{I}_1 \frac{\underline{\zeta}_0}{\underline{\zeta}_0 + \underline{Z}_2}.$$

Cuplul electromagnetic dezvoltat de motor va fi

$$M = \frac{3}{\Omega}(I_1^2 R' - I_2^2 R''),$$

în care R' este rezistența echivalentă a impedanțelor $j X_0$ și $R'_{2/s} + j X'$ din schema schivalentă corespunzătoare succesiunii directe (fig. 15 *a*),

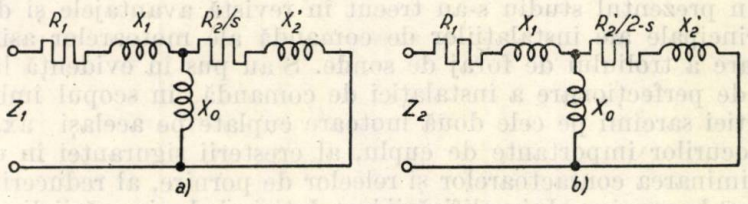


Fig. 15. — Schemele echivalente de diferite succesiuni ale motorului asincron.

iar R'' este rezistența echivalentă a impedanțelor jX_0 și $\frac{R'}{2-s} + jX'_2$ din schema echivalentă corespunzătoare succesiunii inverse (fig. 15 *b*).

Curenții de fază ai motorului vor fi

$$\underline{I}_a = \underline{I}_1 + \underline{I}_2;$$
$$\underline{I}_b = a^2 \underline{I}_1 + a \underline{I}_2;$$
$$\underline{I}_c = a \underline{I}_1 + a^2 \underline{I}_2.$$

Tensiunea la bornele bobinei rezultă imediat

$$\underline{U}_b = j X \underline{I}_a.$$

VI. INSTALAȚIE DE COMANDĂ CU BOBINA SATURABILĂ ÎN CIRCUITUL STATORIC ȘI BOBINĂ DE INDUCȚIE ÎN CIRCUITUL ROTORIC

În scopul perfecționării instalației de comandă cu rezistențe în circuitul rotoric și bobină monofazată saturabilă în circuitul statoric în sensul micșorării șocului de curent și al reducerii nesimetriei în regim permanent de funcționare, se pot înlocui rezistențele rotorice prin bobină de inducție de tipul celei studiate la punctul IV. O astfel de instalație devine mai complexă, dar nu întrebuințează nici un fel de contactoare și relee și conduce la o caracteristică mecanică elastică, care asigură o bună repartiție a sarcinii pe cele două motoare.

Aplicînd o astfel de instalație motorului de construcție romînească MAF-Ex de 190 kW, 1 000 V, 1 000 rot/min, rezultă o caracteristică mecanică favorabilă (caracteristica (*D*) din fig. 10). Cuplul maxim de pornire este 1,44 M_N, cuplul mediu în timpul accelerării are aceeași valoare, șocul de cuplu inițial 0,56 M_N iar șocul de curent maxim 2,77 I_N. Greutatea bobinei saturabile este de aproximativ 250 kg. Nesimetria în regim permanent nu depășește 10% (curentul invers în raport cu cel direct).

Apreciem că o asemenea instalație poate da completă satisfacție în exploatare, prezentînd avantaje evidente.

VII. CONCLUZII

În prezentul studiu s-au trecut în revistă avantajele și dezavantajele principale ale instalațiilor de comandă ale motoarelor asincrone de acționare a troliului de foraj de sonde. S-au pus în evidență liniile principale de perfecționare a instalației de comandă, în scopul îmbunătățirii repartiției sarcinii pe cele două motoare cuplate pe același ax, al eliminării șocurilor importante de cuplu, al creșterii siguranței în exploatare prin eliminarea contactoarelor și releelor de pornire, al reducerii șocurilor de curent la pornire, al simplificării instalației și al micșorării dimensiunilor și greutăților.

În lucrare s-au prezentat unele propuneri de instalații noi, a căror încercare parțială la scară de laborator s-a efectuat cu rezultate pozitive în laboratorul de acționări al Institutului de energetică al Academiei R.P.R. și care așteaptă o confirmare la scară industrială în cazul însușirii lor.

ИЗУЧЕНИЕ УСТАНОВОК УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА БУРОВОГО СТАНКА

РЕЗЮМЕ

В работе рассматриваются главные преимущества и недостатки установок управления асинхронных двигателей для привода бурового станка. Выявляются основные направления для усовершенствования установок управления с целью улучшения распределения нагрузки между двумя, подключенными к общему редуктору двигателями, снижение толчка момента при включении и снижение значения пускового тока, повышения эксплуатационной надежности путем исключения пусковых контакторов реле, упрощения установки и уменьшения размеров и веса.

В работе предлагаются новые установки, частичное испытание которых было проверено в лабораторном масштабе и дало положительные результаты; эти испытания были выполнены в лаборатории приводов Энергетического Института Академии РНР.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Основная схема установки управления RR 190/1000.

Рис. 2. — Механическая характеристика установки управления RR 190/1000 с асинхронным двигателем MAF -EX 190 квт.

Рис. 3. — Чертеж для ясности объяснения неравномерного распределения нагрузки между двумя асинхронными двигателями, подключенными к общему редуктору.

Рис. 4. — Основная схема советской установки СБ-54.

Рис. 5. — Механическая характеристика установки СБ-54 с асинхронным двигателем MAD-128-8.

Рис. 6 — Основная схема советской установки СБ-58.

Рис. 7. — Механическая характеристика установки СБ-58 с асинхронным двигателем АКБ—114-6.

Рис. 8. — Схема замещения двигателя с индукционной катушкой в роторной цепи.

Рис. 9. — Механические характеристики для различных значений коэффициента K.

Рис. 10. — Механическая характеристика установки с индукционной катушкой в роторной цепи асинхронного двигателя MAF-EX 190 квт.

Рис. 11. — Основная схема однофазной установки с катушкой насыщения.

Рис. 12. — Механическая характеристика установки с катушкой насыщения для асинхронного двигателя АКБ-114-6.

Рис. 13. — Конструктивная схема катушки насыщения.

Рис. 14. — Характеристики $\mu_v = f(B)$ для различных значений предварительного намагничивания.

Рис. 15. — Схемы замещения для различных последовательностей асинхронного двигателя.

ÉTUDE SUR LES INSTALLATIONS DE COMMANDE DES MOTEURS ASYNCHRONES POUR L'ENTRAÎNEMENT DES TREUILS DE FORAGE

RÉSUMÉ

L'auteur passe en revue les principaux avantages et désavantages des installations de commande des moteurs asynchrones pour l'entraînement des treuils de forage. Il fait ressortir les principales voies à suivre pour les perfectionnements à apporter à l'installation de commande, en vue d'obtenir : l'amélioration de la répartition de la charge entre les deux moteurs couplés à un même réducteur, l'élimination des chocs importants de couple et de courant au démarrage, l'augmentation de la sécurité en exploitation par l'élimination des contacteurs et des relais de démarrage, la simplification des installations, ainsi que la réduction des dimensions et du poids.

L'auteur propose des types nouveaux d'installations, dont l'essai partiel au laboratoire a fourni des résultats positifs (Laboratoire de Commandes Electriques de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la République Populaire Roumaine).

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma principal de l'installation de commande RR 190/1000.

Fig. 2. — Caractéristiques mécaniques de l'installation de commande RR 190/1000 à moteur asynchrone MAF-Ex. de 190 kW.

Fig. 3. — Figure permettant de comprendre la répartition inégale de la charge entre deux moteurs asynchrones travaillant sur un même réducteur.

Fig. 4. — Schéma principal de l'installation soviétique СБ-54.

Fig. 5. — Caractéristiques mécaniques de l'installation СБ-54 à moteur asynchrone MAD-128-8.

Fig. 6. — Schéma principal de l'installation soviétique СБ-58.

Fig. 7. — Caractéristiques mécaniques de l'installation СБ-58, à moteur asynchrone АКБ-114-6.

Fig. 8. — Schéma équivalent du moteur, avec une bobine d'induction dans le circuit du rotor.

Fig. 9. — Caractéristiques mécaniques correspondant à divers coefficients K.

Fig. 10. — Caractéristiques mécaniques d'une installation à bobine d'induction dans le circuit du rotor du moteur asynchrone MAF-p. 380 Ex. de 190 kW.

Fig. 11. — Schéma principal d'une installation avec une bobine monophasée saturable.

Fig. 12. — Caractéristiques mécaniques d'une installation à bobine saturable pour le moteur asynchrone АКБ-114-6.

Fig. 13. — Schéma de construction d'une bobine saturable.

Fig. 14. — Caractéristiques $\mu_r = f(B)$ pour diverses prémagnétisations.

Fig. 15. — Schémas équivalents des différentes successions au démarrage d'un moteur asynchrone.

BIBLIOGRAFIE

1. К. Н. Кулизаде, *Электрооборудование для бурения нефтяных скважин.* Азнефтеиздат, Баку, 1957.
2. Al. Fransua, *Perspectivele de dezvoltare a acţionărilor electrice în forajul sondelor petrolifere şi de gaze naturale.* Electrotehnica, *10* (1960).

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA INFLUENȚEI INJECȚIEI UNUI COMBUSTIBIL ÎN ȚEVĂRIA DE ADMISIE A UNUI MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE CU CAMERĂ DE TURBULENȚĂ

DE

MIRCEA NĂSTASE

Cercetări întreprinse în ultima vreme au dus la concluzia că este posibilă îmbunătățirea motoarelor Diesel în condițiile introducerii în țevăria de admisie a unui combustibil lichid, fin pulverizat. Acest combustibil este prezent în camera de ardere, omogen distribuit, în momentul cînd se realizează injecția normală de combustibil.

Experimentările făcute [1], [2], [3], [4], [5] pe un motor C.F.R.-Diesel cu cameră de turbulență cu $\varepsilon = 17$ și pe un motor cu injecție directă cu $\varepsilon = 16{,}5$, în condițiile utilizării unui pulverizator special pentru realizarea pulverizării combustibilului, au arătat că s-a redus fumul cu 80 %, consumul specific cu 8,6 % și s-a micșorat viteza de creștere a presiunii.

Din diagramele prezentate în literatură se constată că întîrzierea la aprindere scade în mod constant cu cantitatea de combustibil introdusă în țevăria de admisie, astfel că, la o cantitate de combustibil de 24 % față de întreaga cantitate de combustibil introdusă în motor, întîrzierea la aprindere este zero.

Încercările efectuate au arătat că motorina conduce la rezultatele cele mai bune. S-a constatat că pentru a obține rezultate optime este ncesar ca combustibilul să fie foarte fin pulverizat, picăturile de combustibil avînd un diametru sub 4 μ.

Pornind de la aceste rezultate publicate în literatură, autorul a ajuns la concluzia că este posibilă îmbunătățirea funcționării motoarelor cu cameră de turbulență și reducerea consumului lor specific, prin introducerea de combustibil în galeria de admisie.

În consecință, s-au inițiat o serie de experiențe pe un motor policilindric cu cameră separată de turbulență D-36 M.

S-au folosit următorii combustibili pentru a fi injectați în țevăria de admisie a motorului : motorină cu cifra cetanică 53,5, benzină cu cifra octanică 60,06 și eter etilic.

Pulverizarea combustibilului lichid s-a realizat cu o instalație, indicată în figura 1, care constă dintr-un sistem de măsură a cantității de combustibil introduse în țevăria de admisie, o butelie cu aer comprimat și un pulverizator pneumatic. În pulverizator aerul pătrunde la o presiune de 5—8 ata și combustibilul prin două circuite separate. Pulverizatorul a fost montat pe țevăria de admisie, la aproximativ 1 m de primul cilindru al motorului.

Întîrzierea la aprindere τ și presiunea din camera de turbulență s-au măsurat cu ajutorul unei instalații electronice adecvate.

Rezultate experimentale. În figurile 2 și 3 se indică variația perioadei de întîrziere la aprindere τ și variația modificării consumului specific față de funcționarea pe motorină ΔC_e, exprimat în % din consumul specific determinat în condițiile funcționării normale ale motorului (0 % combustibil introduse în țevăria de admisie), cînd se introduce motorină și benzină pentru

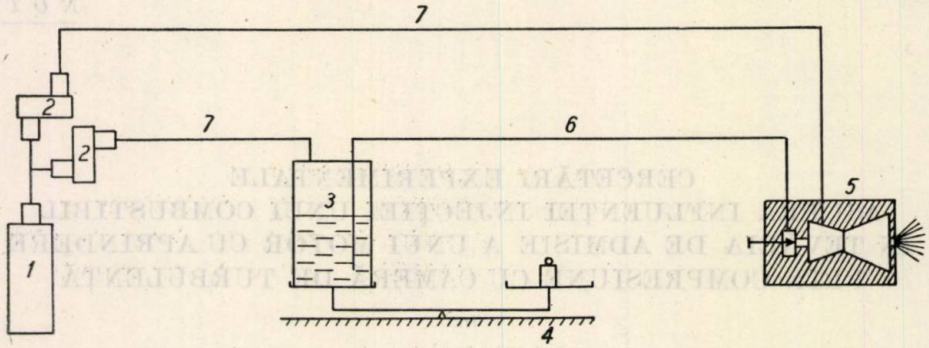


Fig. 1. — Schema instalației pentru realizarea introducerii în țevăria de admisie a combustibililor lichizi.
1 — butelie cu aer comprimat; *2* — reductor de presiune; *3* — bombă cu combustibil; 4 — cîntar; *5* — pulverizator pneumatic; *6* — conductă cu combustibil; *7* — conductă cu aer

diferite regimuri de funcționare, indicate în tabela 1 (cantitatea de combustibil introdus în țevăria de admisie G_c este exprimată în % din toată cantitatea de combustibil introdusă în motor; combustibilul introdus în țevăria de admisie plus combustibil injectat normal).

Se constată (fig. 2) că întîrzierea la aprindere τ poate fi considerată constantă în domeniul studiat, adică între 0 și 20 % motorină introdusă, și scade puțin (fig. 2) cînd se introduce în țevăria de admisie benzină pentru regimurile II, III, IV.

Consumul specific (în regimurile II, III, IV), după ce scade la început puțin (aproximativ 1 %) după 8 % combustibil introdus în țevăria de admisie, crește puternic pe măsură ce se introduce tot mai mult combustibil. În țevăria de admisie, experiențele au arătat că, de la aproximativ 8—10 % combustibil introdus în țevăria de admisie, fumul la eșapament în condițiile regimului de plină sarcină este tot mai dens, motorul are un regim tot mai trepidat, creșterea de presiune din camera de turbulență este tot mai mare. După aproximativ 20 % combustibil introdus în țevăria de admisie, motorul funcționează foarte brutal; s-a observat că, combustibilul introdus în țevăria de admisie se autoaprinde, fapt care a făcut ca în anumite condiții motorul să se oprească brusc din funcționare.

Tabela 1

Regim de funcționare	Motorină		Benzină		Eter	
	n rot/min	N C.P.	n rot/min	N C.P.	n rot/min	N C.P.
I	1 210	20,8	1 210	18,2	1 210	14,7
II	1 210	26,0	1 210	28,0	1 210	22
III	1 210	30,0	1 210	30	1 210	30,5
IV	1 210	33,0	1 210	36	1 210	34,0

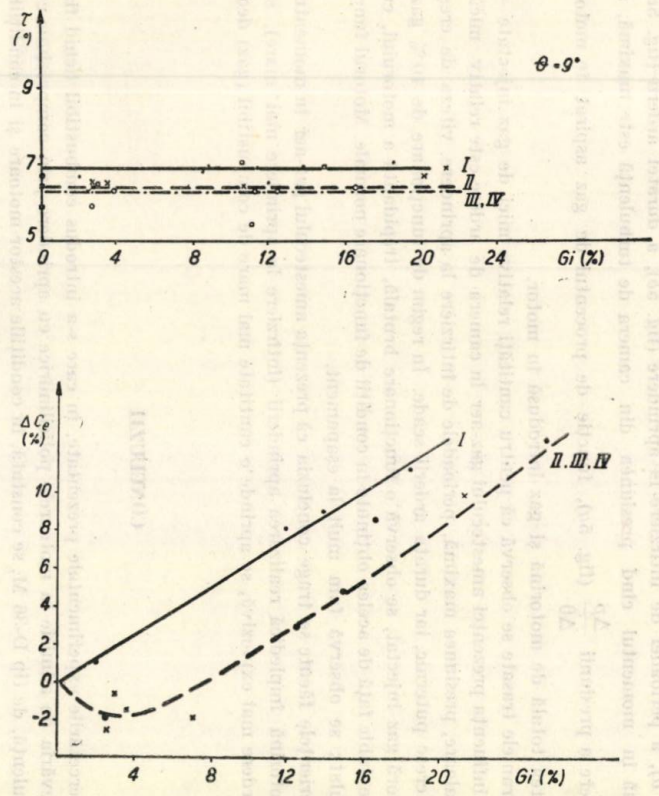


Fig. 2. — Influenţa introducerii în ţevăria de admisie a motorinei asupra perioadei de întîrziere la aprindere şi a consumului specific.
a — perioada de întîrziere la aprindere; *b* — variaţia consumului specific de combustibil ΔC_e faţă de funcţionarea motorului cu motorină.

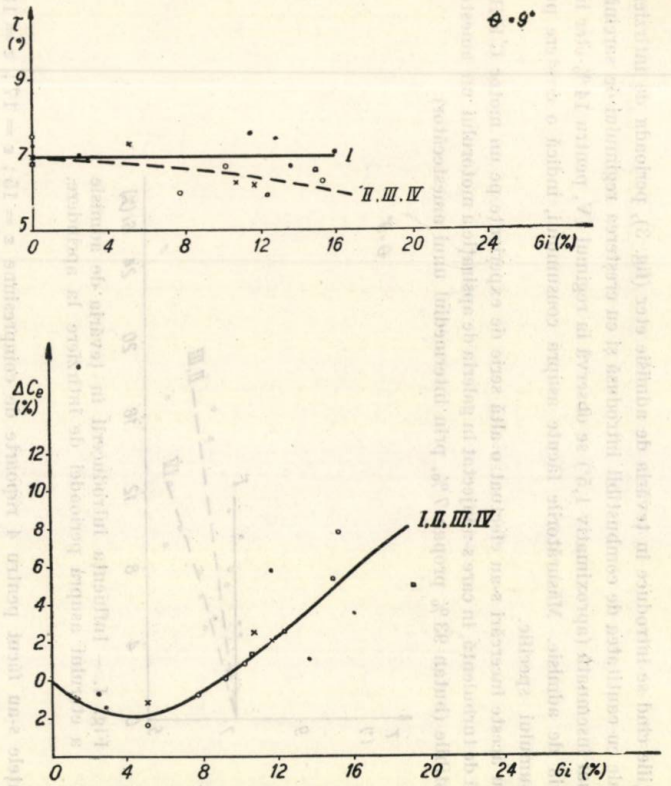


Fig. 3. — Influenţa introducerii în ţevăria de admisie a benzinei asupra perioadei de întîrziere la aprindere şi a consumului specific;
a — perioada de întîrziere la aprindere: *b* — variaţia consumului specific de combustibil ΔC_e faţă de funcţionarea motorului cu motorină.

În condițiile cînd se introduce în țevăria de admisie eter (fig. 3), perioada de întîrziere la aprindere scade cu cantitatea de combustibil introdusă și cu creșterea regimului de sarcină; reducerea cea mai însemnată (aproximativ 1,5°) se observă la regimul IV, pentru 14 % eter introdus în țevăria de admisie. Măsurătorile făcute asupra consumului, indică o creștere puternică a consumului specific.

Paralel cu aceste încercări s-au efectuat o altă serie de experiențe pe un motor C.F.R.-Diesel cu cameră de turbulență, în care s-a injectat în galeria de apsirație a motorului un amestec de gaze combustibile (butan 93 % propan 7 %, prin intermediul unui amestecător).

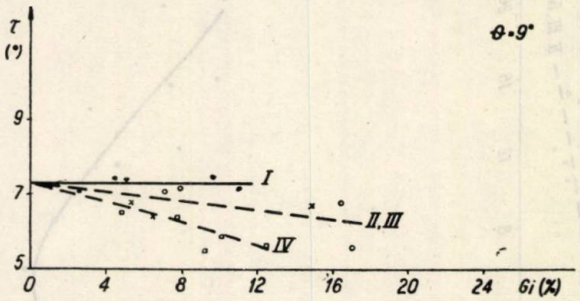


Fig. 4. — Influența introducerii în țevăria de admisie a eterului asupra perioadei de întîrziere la aprindere.

Experiențele s-au făcut pentru 4 rapoarte de compresiune $\varepsilon = 15$; $\varepsilon = 17$; $\varepsilon = 18$; $\varepsilon = 20$. Avansul la injecție a fost de 9° în limitele $\pm 1{,}5^0$.

În figura 5 sînt trasate curbele de variație a presiunii maxime din camera de turbulență (fig. 5 *a*), a perioadei de întîrziere la aprindere (fig. 5*b*), a duratei arderii (fig. 5*c*) considerate pînă în momentul cînd presiunea din camera de turbulență este maximă, a vitezei de creștere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \theta}$ (fig. 5*a*), funcție de procentul de gaz aspirat în motor față de cantitatea totală de motorină și gaz introdusă în motor.

Din diagramele trasate se observă că pentru cantități relative mici de gaz injectate — pînă la 16 % — influența prezenței amestecului gaz-aer în camera de ardere este relativ mică. Peste această valoare, presiunea maximă, perioadele de întîrziere la aprindere, viteza de creștere a presiunii cresc puternic, iar durata arderii scade. În regim de funcționare de 40 % gaz, adică peste 3 l/oră gaz injectat, se observă o funcționare brutală, trepidantă a motorului, cu presiuni maxime duble față de acelea obținute în condiții de funcționare normale. Motorul funcționează neregulat; se observă fum mult la eșapament.

Din experiențele făcute se trage concluzia că prezența amestecului gaz-aer în momentul injecției de motorină împiedică realizarea aprinderii (întîrziere la aprindere mai mare), se semnalează o ardere mai explozivă, se aprinde o cantitate mai mare de combustibil (gaz) deodată.

CONCLUZII

1. Din cercetările experimentale prezentate, în care s-a introdus combustibil lichid fin pulverizat în țevăria de admisie la motoarele policilindrice cu aprindere prin compresiune cu cameră de turbulență, de tip D-36 M, se constată, în condițiile acestor motoare și în condițiile

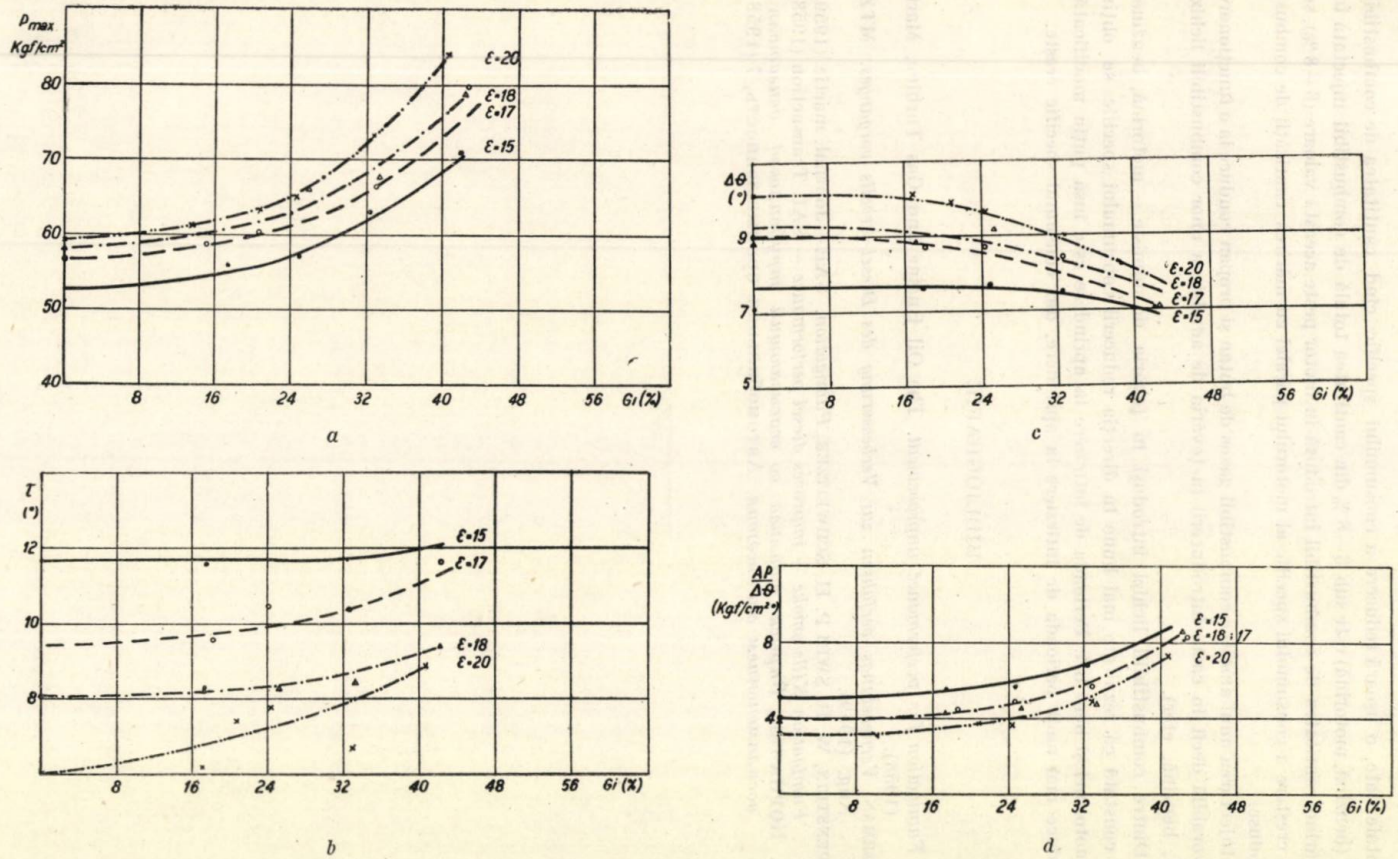


Fig. 5. — Influenţa injecţiei în galeria de aspiraţie a unui amestec gazos: butan, propan, asupra presiunii maxime, perioadei de întîrziere la aprindere, duratei arderii şi creşterii de presiune.
a — presiunea maximă din camera de turbulenţă; *b* — perioada de întîrziere la aprindere; *c* — durata arderii considerată pînă în momentul cînd presiunea din camera de turbulenţă este maximă; *d* — creşterea de presiune din camera de turbulenţă.

experimentale date, o ușoară reducere a consumului specific cînd cantitatea de combustibil introdusă (benzină, motorină) este sub 6—8 % din cantitatea totală de combustibil injectată în motor. Mărind cantitatea de combustibil introdusă în motor peste această valoare (6—8 %), se observă o creștere a consumului specific al motorului paralel cu mărirea cantității de combustibil introduse.

2. Injectarea unui amestec combustibil gazos de butan și propan conduce la o funcționare mai nefavorabilă decît în cazul introducerii în țevăria de admisie a unor combustibili lichizi (motorină, benzină, eter).

3. Dintre combustibilii lichizi introduși în țevăria de admisie — motorină, benzină, eter — se constată că rezultate mai bune în direcția reducerii consumului specific se obțin în cazul motorinei și benzinei. Perioada de întîrziere la aprindere este însă puțin modificată. Eterul reduce mai mult perioada de întîrziere la aprindere, dar consumul specific crește.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Fumigation for performance improvement.* The Oil Engine and Gas Turbine, Mart. (1958).
2. GUNDERMAN, *Vernebelungs verfahren zur Verbesserung des Diesel-Arbeits vorganges.* MTZ-Aug. (1959).
3. M. ALPENSTEIN, W. B. SWIM P. H. SCHWEITZER, *Fumigation.* SAE—Journal, martie (1959).
4. — *Fumigation Kills smoke — improves diesel performance* — SAE Transaction (1958).
5. Л. В. КОРНАЧЕВ, *Впрыск топлива во всасывающий трубопровод двигателя с воспламенением от сжатия.* Автомобильная промышленность, 7 (1958).

NOI INSTALAȚII EXPERIMENTALE NECESARE CERCETĂRILOR, CONSTRUITE ÎN 1960

1. INSTALAȚIA-PILOT DE USCARE A GAZULUI METAN CU SILICAGEL

Stația experimentală Saroș a Institutului de energetică a fost completată în anul 1960 cu o instalație de uscare a gazului metan cu silicagel (fig. 1), destinată acumulării experienței necesare proiectării raționale a unor instalații similare care vor funcționa în industria gazului metan.

Particularitatea instalației constă în modul de regenerare a silicagelului : cu aerul cald livrat de compresorul antrenat de o turbină de trecere. Turbocompresorul a asigurat temperatura de 140—145°C necesară desorbției (în adsorberele neizolate termic), la turații inferioare celei nominale. Concomitent cu adsorberele a fost instalat un al doilea turbocompresor (fig. 2), care permite în plus studiul comparativ al mașinilor rotative funcționînd pe fluide diferite (gaz umed, gaz uscat, aer). Turbina grupului 2 poate funcționa fie pe aer (între presiunea atmosferică și vidul dintr-un rezervor), fie pe gazul evacuat din prima turbină, în domeniul de presiuni și temperaturi în care există pericolul formării hidraților de metan.

I. Cserveny

2. INSTALAȚII PENTRU STUDIUL ARDERII COMBUSTIBILILOR LICHIZI ÎN TURBOMOTOARE

Baza materială a secției termoenergetică s-a îmbogățit în cursul anului 1960 prin punerea în funcțiune a unei instalații de modelare a arderii combustibililor lichizi în turbomotoare (fig. 3). Instalația, prevăzută cu o sursă de aer comprimat (un ventilator cu un debit de 0,7—0,8 kg/sec), o cameră de ardere de turbomotor și instalația de combustibil necesară, permite efectuarea unor experiențe privind influența naturii fizico-chimice a combustibililor lichizi asupra perfecțiunii arderii (randamentului arderii), asupra stabilității și ruperii flăcării în camerele de ardere ale turbomotoarelor, pentru viteze de zbor corespunzătoare cifrei Mach $M = 0{,}7—0{,}8$ la înălțimi de 13—14 km.

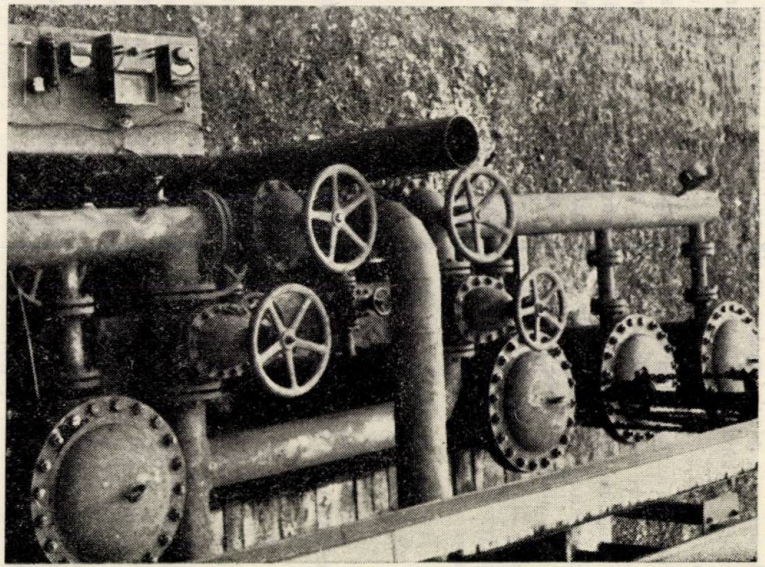


Fig. 1. — Instalaţia de uscare a gazului metan.

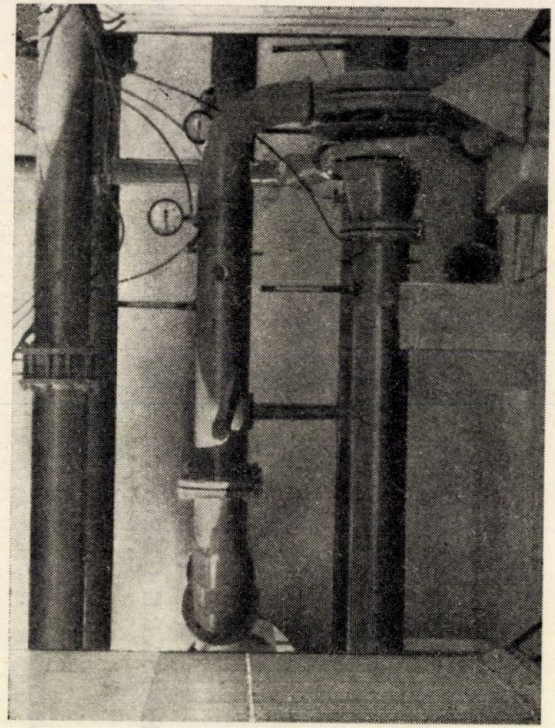


Fig. 2. — Grup turbocompresor.

În cursul anului 1960 s-au efectuat și sînt în curs de definitivare lucrări pentru crearea unei instalații experimentale privind intensificarea proceselor de ardere a combustibililor lichizi și gazoși. Instalația este prevăzută cu o sursă de aer — de data aceasta un turbomotor cu prelevare de aer de la compresor cu un schimbător de căldură, o cameră de ardere auxiliară, o

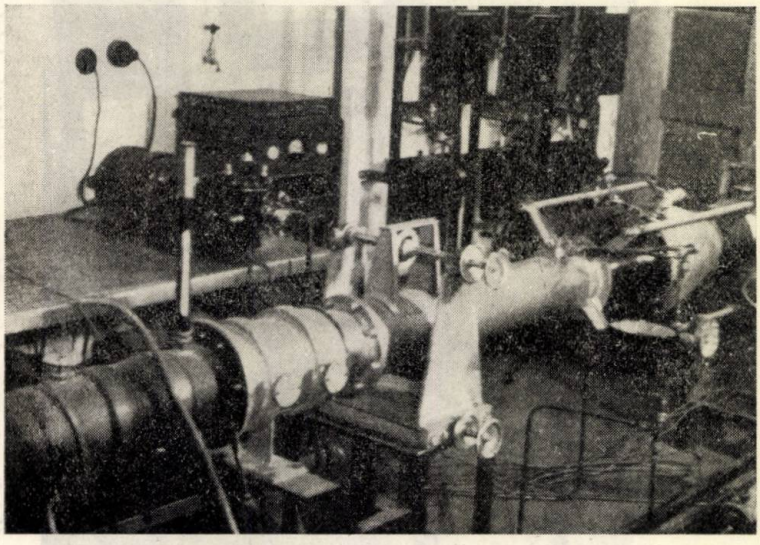


Fig. 3. — Instalația de modelare a arderii combustibililor lichizi în turbomotoare (vedere).

cameră de ardere experimentală și un compresor cu jet, organe care în ansamblu vor permite efectuarea unor studii experimentale și teoretice privind intensificarea proceselor de ardere a combustibililor lichizi și gazoși.

I. Spahiu

3. O INSTALAȚIE MODERNĂ PENTRU STUDIUL COMPORTĂRII LA UZURĂ A MOTOARELOR TERMICE, BAZATĂ PE FOLOSIREA RADIOIZOTOPILOR

În cadrul laboratorului de utilizare a izotopilor radioactivi al Institutului de energetică s-a conceput, construit și experimentat, cu ocazia unor studii asupra proceselor energetice din motoarele cu aprindere prin scînteie, o instalație modernă de măsurare.

Această instalație permite punerea în evidență cu o precizie de 10—15 % a uzurii motoarelor, într-un interval de timp scurt de 8—10 ore. În acest fel poate fi pusă cu ușurință în evidență influența proceselor energetice din motor asupra uzurii acestuia.

Studiile au fost efectuate pe un motor monocilindric în patru timpi cu aprindere prin scînteie, la care s-a montat un segment de presiune activat (fig. 4 și 5).

Pentru ca rezultatele să fie mai evidente s-a activat primul segment de presiune. Acesta a fost construit din fontă pentru segmenți, la care s-a adăugat 0,05 % Co^{59}.

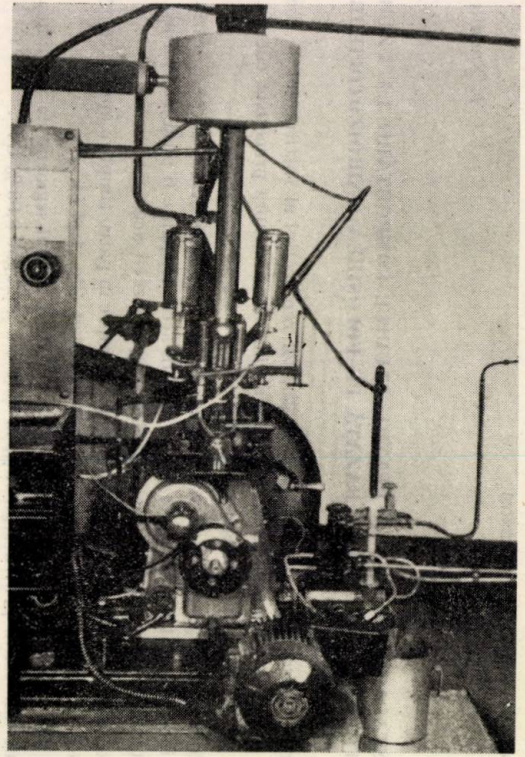


Fig. 4. — Motorul monocilindric experimental echipat cu un segment de presiune radioactiv.

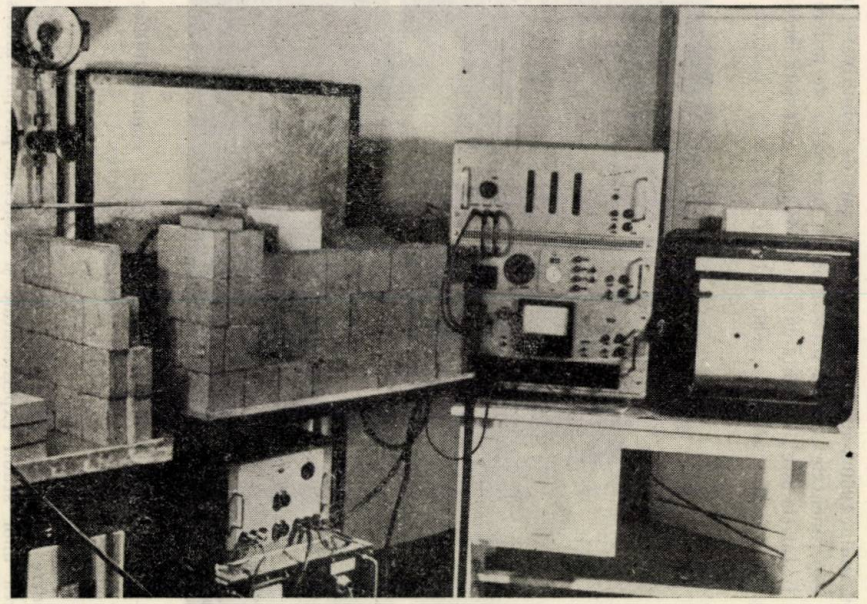


Fig. 5. — Instalaţia de măsurare şi înregistrare a activităţii uleiului de ungere.

Instalaţia a fost folosită cu succes şi la determinarea în regim de lucru pe motor a calităţilor de ungere pentru principalele tipuri de uleiuri fabricate în ţara noastră.

Se prevede ca, prin perfecţionările ce vor fi aduse acestei instalaţii de măsurare în acest an, funcţionarea şi folosirea ei să se poată face cu aceeaşi siguranţă şi precizie şi în industrie.

Al. Popescu

4. INSTALAŢIA DE FLUIDIZARE

În anul 1960, în cadrul Laboratorului de combustibili, s-a proiectat şi realizat o instalaţie de fluidizare în laborator, destinată în special studiului desulfurării cărbunilor neaglutinanţi sau slab aglutinanţi.

Instalaţia constă dintr-un fluidizor cu funcţionare discontinuă. În exterior fluidizorul a fost prevăzut cu o rezistenţă electrică pentru încălzire, care poate fi reglată cu ajutorul unui autotransformator.

În scopul preîncălzirii curentului de gaze (a agentului de fluidizare), la partea inferioară a fluidizorului a fost montat un preîncălzitor, în care temperatura este ridicată pînă la cca. 300°C.

Instalaţia a fost folosită în scopul desulfurării şi a dat rezultate bune.

V. Cîndea

5. INSTALAŢIA DE DESULFURARE

În vederea desulfurării cocsului în fază-pilot de 100 kg, a fost proiectată şi realizată o autoclavă de desulfurare de 300 l capacitate şi 30 atm.

Autoclava a fost prevăzută cu o serpentină interioară de încălzire, precum şi cu toate accesoriile necesare, ceea ce a permis efectuarea în bune condiţii a lucrărilor de eliminare a sulfului din cocs cu ajutorul vaporilor de apă.

Instalaţia de desulfurare, alcătuită din autoclavă şi un cazan Vuia de 200 kg de aburi/oră, a folosit la desulfurarea cocsului, la granulaţia industrială şi în cantitate suficientă pentru a se determina rezistenţa mecanică a probelor desulfurate cu ajutorul tobei Micum.

I. Epure

6. MAŞINA ELECTRONICĂ ANALOGICĂ DE CALCUL A INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ „MECAN"

În cadrul secţiei de electroenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. s-a studiat şi construit o maşină electronică de calcul de tip analogic, destinată rezolvării problemelor de cercetare în domeniul energetic.

Părţile componente ale maşinii au fost montate pe patru arcuri metalice, fiecare avînd dimensiunea: 1 920 × 740 × 600 mm.

Maşina conţine 40 de amplificatori operaţionali, dintre care 32 cu reglaj automat al nulului, 4 elemente neliniare şi o serie de anexe necesare pentru alimentarea şi comanda amplificatorilor.

Fiecare amplificator al maşinii poate lucra atît în regim de integrator, cît şi în regim de sumator, prin comutări adecvate efectuate în cutiile funcţionale. Este prevăzută posibilitatea de a introduce elemente de reacţie şi de intrare din exterior.

Blocul electronic de comandă al maşinii permite realizarea unor regimuri speciale de lucru (periodizare, ridicarea soluţiei pe porţiuni etc.).

Soluţiile problemelor rezolvate pot fi citite fie direct pe instrumentele de măsurare ale maşinii, fie urmărite pe ecranul unui osciloscop, fie înregistrate cu ajutorul unui potenţiometru automat înregistrator.

Cu ajutorul maşinii se pot rezolva:

— sisteme de ecuaţii diferenţiale ordinare liniare cu coeficienţi constanţi, pînă la ordinul 24;

— unele ecuaţii diferenţiale neliniare;

— unele sisteme de ecuaţii algebrice cu un număr maxim de 32 de necunoscute;

— timpul de rezolvare efectivă a unei probleme cu ajutorul maşinii, exceptînd operaţiile de pregătire, este de ordinul cîtorva zeci de secunde. Această viteză mare de lucru a maşinii permite introducerea ei direct în sistemele de reglaj automat, pentru determinarea în mod experimental a parametrilor optimi pentru diferitele elemente constructive ale lanţului de reglaj.

Erorile maşinii se reduc practic la erorile de măsurare şi de înregistrare şi sînt în general mai mici decît 1 %.

Maşina a fost concepută şi executată în întregime în cadrul Institutului de energetică, de către un colectiv de ingineri şi tehnicieni.

V. M. Popov şi *N. Tătaru*

MÜSZAKI-KÖNYVTÁR-OKSZÁGOS 1883

În

EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

a apărut:

PROBLEME DE AUTOMATIZARE
VOL. II

FOLOSIREA MAŞINILOR ELECTRONICE DE CALCUL
ÎN INDUSTRIE ŞI ECONOMIE

Sumar

GR, C. MOISIL, Prefaţă

I. ACZEL, **Utilizarea maşinilor electronice de calcul în economie**

E. ARIE, V. M. POPOV, M. C. RACOVIŢĂ, **Utilizarea maşinii analogice în problema generatorului echivalent pentru regimuri dinamice, al unui sistem electroenergetic**

A. AVRAMESCU, **Oportunitatea folosirii maşinilor de calcul în problemele de electrotehnică**

E. BALAŞ, L. P. HAMMER, **Aplicarea metodelor matematice la planificarea transporturilor**

M. BERCOVICI, **Calculul circulaţiei curenţilor în reţelele electrice buclate cu ajutorul maşinilor de calcul numerice**

C. CRISTESCU, **Folosirea maşinii electronice de calcul CIFA-1 în astrometria fotografică**

G. HORTOPAN, **Utilizarea maşinilor de calcul în tehnica curenţilor tari**

N. MIREA, **Folosirea maşinilor electronice de calcul în marile termocentrale**

ED. NICOLAU, **Utilizarea calculatoarelor electronice în lingvistică, cu privire specială asupra traducerii mecanice**

I. PAPADACHE, **Calculatoarele în automatizări şi perspectivele introducerii lor în industria noastră**

C. I. PENESCU, **Utilizarea convertoarelor analog-numerice în conducerea sistemelor energetice**

V. M. POPOV, S. SCHÄCHTER, A. POPESCU, M. RACOVIŢĂ, **Maşina electronică analogică de calcul a Institutului de energetică**

I. I. PURICA, **Utilizarea maşinilor de calcul în fizica şi tehnica reactoarelor nucleare**

GH. SIMION, **Un exemplu de folosire a maşinilor electronice de calcul în domeniul finanţelor**

E. TRATTNER, **Contribuţii la posibilităţile de utilizare a maşinilor electronice de calcul la operaţia de reaşezare a preţurilor de vînzare cu ridicata ale întreprinderilor producătoare de bunuri de consum**

I. ZAMFIRESCU, **Rezolvarea unor sisteme algebrice liniare pentru geodezie cu maşina electonică de calcul CIFA-1**

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut:

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re dubie: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1—2 dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, 4 n-re (a 7 lei);
anul XI, 1961, nr. 1 (7 lei).

Numerele curente se găsesc de vînzare la

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.
Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27, sau la orice librărie din ţară.

Se pot comanda şi prin poştă la secţiile „Cartea prin poştă" de pe lîngă Librăria Academiei R.P.R., librăriile principale din reşedinţele de regiune, sau la Librăria Republicană

CARTEA PRIN POŞTĂ
Bucureşti, str. Biserica Enei nr. 16, raionul I.V. Stalin

Abonamentele se fac la oficiile poştale, agenţiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I. P. 2, c. 2235

Lei 7.—

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

R

REFERALVA

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

3

ANUL XI
1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETARI DE ENERGETICĂ

3

ANUL XI

1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU ; R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil* ; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R. ; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R. ; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct* ; G. BĂRĂNESCU ; I. BLUM ; E. ARIE — *secretar științific* ; C. BÎLĂ ; V. PIMSNER ; M. ROSEMBERG.

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacția : BUCUREȘTI, Șos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul XI, nr. 3 1961

SUMAR

ENERGETICĂ GENERALĂ Pag.

M. ELEFTERESCU, ŞT. KOVÁCS, CS. NAGY şi A. DUMITRESCU, Unele probleme privind întocmirea bilanţului energetic general 421

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

V. PIMSNER şi I. CSERVENY, Unele probleme ale uscării gazului metan în vederea transportului 431

N. ANTONESCU, Eficienţa ecranelor intermediare la cazane mari de radiaţie cu combustibil gazos 447

D. GRECOV, C. HAIDUC şi A. SOCI, Determinarea temperaturii optime a agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear energetic 455

G. BĂRĂNESCU, Calculul procesului de supraalimentare prin turbocompresor la motoarele cu ardere internă în patru timpi 469

I. SPAHIU şi I. CSERVENY, Influenţa unor parametri constructivi asupra funcţionării turbionatorului frigorific 487

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

F. MANEA, Stabilitatea dinamică a sistemelor electroenergetice. Influenţa forţării excitaţiei şi admisiei 505

SEBASTIAN IONESCU şi MARIUS POMÎRLEANU, Rezultate obţinute cu maşina electronică cifrică CIFA-2 la calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice luînd în considerare intervenţia regulatoarelor automate 533

M. BÎRGĂUANU, Cu privire la reactanţa de scăpări diferenţiale la maşinile sincrone 551

C. V. BĂLĂ, Cu privire la impedanţa de pendulare a maşinii sincrone. . . . 567

NOTE 581

DIN VIAŢA INSTITUTULUI 597

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome XI, nº 3 1961

SOMMAIRE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE Page

M. ELEFTERESCU, ŞT. KOVÁCS, CS. NAGY et A. DUMITRESCU, Quelques problèmes concernant l'établissement du bilan énergétique général . . . 421

THERMO-ÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

V. PIMSNER et I. CSERVENY, Quelques problèmes soulevés par le séchage du gaz méthane en vue de son transport 431

N. ANTONESCU, Efficacité des écrans intermédiaires appliqués aux grandes chaudières à radiation, à combustible gazeux 447

D. GRECOV, C. HAIDUC et A. SOCI, Détermination de la température optimum de l'agent réfrigérant à son entrée dans un réacteur nucléaire de puissance 455

G. BĂRĂNESCU, Calcul du processus de suralimentation par turbocompresseur des moteurs à combustion interne, à quatre temps 469

I. SPAHIU et I. CSERVENY, Influence de quelques paramètres constructifs sur le fonctionnement du tourbillonateur frigorifique 487

ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

F. MANEA, Stabilité dynamique des systèmes électro-énergétiques. Influence de l'excitation et de l'admission forcées 505

SEBASTIAN IONESCU et MARIUS POMÎRLEANU, Résultats fournis par la calculatrice électronique digitale CIFA-2 lors du calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques, compte tenu de l'intervention des régulateurs automatiques 533

M. BÎRGĂUANU, Réactance des fuites différentielles des machines synchrones 551

C. V. BĂLĂ, Sur l'impédance des oscillations pendulaires d'une machine synchrone 567

NOTES 581

DE L'ACTIVITÉ DE L'INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE DE L'ACADÉMIE DE LA R.P.R. 597

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том XI, № 3 1961

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА Стр.

М. ЕЛЕФТЕРЕСКУ, Ш. КОВАЧ, Ч. НАГИ и А. ДУМИТРЕСКУ, Некоторые задачи общего энергетического баланса 421

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

В. ПИМСНЕР и И. ЧЕРВЕНИ, Некоторые задачи сушки природного газа ввиду его транспортирования 431

Н. АНТОНЕСКУ, Эффективность промежуточных экранов больших котлов излучения с газообразным топливом 447

Д. ГРЕКОВ, К. ХАЙДУК и А. СОЧИ, Определение оптимальной температуры охлаждающей жидкости при входе в энергетический ядерный реактор 455

Г. БЭРЭНЕСКУ, Расчет процесса сверхпитания через турбокомпрессор четырехтактных двигателей внутреннего сгорания 469

И. СПАХИУ и И. ЧЕРВЕНИ, Влияние некоторых конструктивных параметров на работу вихревой холодильной трубы 487

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Ф. МАНЯ, Динамическая устойчивость электроэнергетических систем. Влияние форсирования возбуждения и впуска 505

СЕБАСТИАН ИОНЕСКУ и МАРИУС ПОМЫРЛЯНУ, Результаты, полученные с цифровой электронной машины CIFA-2 при расчете динамических режимов электроэнергетических систем с учетом действия автоматических регуляторов 533

М. БЭРГЭОАНУ, Реактивность дифференциального рассеяния синхронных машин 551

К. В. БЭЛЭ, О полном сопротивлении качания синхронной машины 567

ЗАМЕТКИ 581

ИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ . . . 597

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ÎN ATENȚIA AUTORILOR LUCRĂRILOR PREZENTATE SPRE PUBLICARE ÎN REVISTA „STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ"

1. Revista „Studii și cercetări de energetică" publică rezultate originale ale unor cercetări teoretice și experimentale în domeniile : energetică generală, termoenergetică și termotehnică, tehnologia comustibililor, electroenergetică și electrotehnică — sub formă de articole sau note.

2. Temele abordate trebuie să prezinte interes pentru economia națională, sau să reprezinte contribuții la rezerva științifică de viitor. Nivelul lucrărilor trebuie să corespundă celor mai recente realizări științifice și tehnice din domeniul respectiv. Se cere ca lucrarea să conțină — unde este necesar — verificări experimentale, sau să prezinte realizări concrete. Se va acorda o deosebită atenție concluziilor practice și analizei tehnico-economice necesare pentru a fixa importanța aplicării în practică a lucrării.

3. Revista mai cuprinde și rubricile : „Discuții", „Note", „Din activitatea Institutului de energetică", „Recenzii".

4. Cu privire la structura articolelor se recomandă următoarele :

a) Introducerea va avea ca scop : situarea lucrării pe fondul cunoștințelor actuale și desemnarea obiectivelor urmărite ; de asemenea indicarea metodelor utilizate.

b) Tratarea lucrării va trebui să fie unitară și cît mai concisă. Diferitele aspecte discutate vor fi evidențiate la nevoie prin subcapitole, numerotate după clasificarea zecimală și prevăzute cu subtitluri. În deducerile matematice se vor preciza premisele, ipotezele, simplificările adoptate și se vor discuta rezultatele, erorile, posibilitățile și comoditatea aplicării. Deducerile matematice se vor reduce la minimum ; ele se pot prezenta în anexe, spre a ușura citirea și urmărirea fondului lucrării.

c) Concluziile vor sintetiza rezultatele obținute, indicîndu-se limita de valabilitate și aplicațiile posibile.

d) Bibliografia trebuie să fie cît mai completă. Se va indica : numele autorului, pronumele sau inițialele, titlul în limba în care a apărut ; pentru periodice : titlul periodicului (cu utilizarea prescurtărilor recomandate de I.S.O./R. 4), numărul volumului sau anului, numărul fasciculei, data fasciculei (între paranteze), pagina referită (sau prima și ultima pagină citată) ; pentru cărți și publicații separate : tomul sau volumul, eventual partea sau capitolul ; ediția, locul de apariție ; editura prescurtat, anul apariției, pagina. Datele bibliografice se trec la sfîrșitul articolului în ordinea citării în text. În lucrare trimiterile la bibliografie se dau prin numere de ordine închise în paranteze pătrate.

e) Rezumatul (1/2—1 pagină) va fi întocmit în raport cu volumul articolului şi va cuprinde concluziile principale.

5. Lucrările propuse spre publicare vor fi predate în 4 exemplare, dactilografiate pe cîte o singură pagină la două rînduri (2000 semne pe pagină), fără corecturi, intervenţii manuscrise sau în culori.

Unul din exemplare va fi exemplarul original (dactilografiat cu panglică) pe hîrtie netransparentă.

6. Se recomandă ca articolele publicate în „Studii şi cercetări de energetică" să nu depăşească 15 pagini dactilografiate.

7. Titlul articolului va fi urmat eventual de subtitlu, de pronumele şi numele autorului sau autorilor. Se va indica data şi locul prezentării în şedinţă publică.

8. Mărimile, unităţile, simbolurile, scrierea formulelor se vor utiliza în conformitate cu standardele de stat în vigoare, sau în lipsa acestora în conformitate cu dispoziţiile sau uzanţele internaţionale. Formulele se vor scrie de mînă cît mai citeţ, în tuş, astfel încît să apară cît mai clar indicii şi exponenţii.

Se vor numerota formulele principale, numerotarea făcîndu-se în continuare, cu cifre arabe aşezate între paranteze rotunde.

Manuscrisele se vor trimite la sediul Institutului de energetică, Bucureşti, Şos. Vitan nr. 236, raionul Tudor Vladimirescu.

UNELE PROBLEME PRIVIND ÎNTOCMIREA BILANȚULUI ENERGETIC GENERAL*)

DE

M. ELEFTERESCU, ȘT. KOVÁCS, CS. NAGY și A. DUMITRESCU

Dezvoltarea cerințelor de energie, caracterul limitat al surselor de combustibili clasici și limitele economice de amenajare a potențialului hidroenergetic a ridicat problema producerii economice și utilizării raționale a energiei, pe primul plan al preocupărilor tehnice și economice. În etapa actuală a dezvoltării economiei energetice se produc schimbări în structura consumului de energie, datorită înlocuirii unor forme ale acesteia, prin altele; există o tendință tot mai accentuată de a se utiliza cu precădere purtători superiori de energie, cum sînt gazele naturale și artificiale, sau energia electrică.

În necesitatea stabilirii unei politici energetice care să ia în considerare atît structura actuală, cît și tendințele și structura de perspectivă a producției și consumului de energie, bilanțul energetic general constituie un instrument care poate cuprinde într-o imagine unitară multiplele fenomene și interdependențe din economia energetică. El cuprinde producția și consumul de energie, cum și transformările ei pentru a se obține din energie brută energie utilă.

Cum întocmirea de bilanțuri energetice generale anuale, pentru o perioadă de timp mai lungă — fie pentru mai mulți ani consecutivi, fie la intervale de 2—3 ani — permite să se urmărească evoluția economiei energetice și eficacitatea diferitelor măsuri de politică energetică și să se evidențieze concluzii importante pentru elaborarea politicii energetice de perspectivă, numeroase țări cu o economie energetică dezvoltată au trecut la întocmirea de bilanțuri energetice.

În Belgia s-au întocmit anual bilanțuri energetice începînd cu anul 1948; în Austria, se întocmesc bilanțuri energetice generale din 3 în 3 ani, începînd cu anul 1953; în R. F. Germană, Franța și Italia s-au întocmit

*) Lucrare prezentată în sesiunea Institutului de energetică din februarie 1961.

de asemenea bilanţuri energetice generale, sau numai pentru principalele forme sau purtători de energie. În ţările cu economie planificată dintre care menţionăm U.R.S.S., asemenea preocupări au apărut încă în anul 1930. Preocupări de această natură au apărut în R. P. Bulgaria, R. P. Ungară şi R. D. Germană.

În ţara noastră, preocupările pentru întocmirea bilanţului energetic au apărut în jurul anului 1955, la Institutul de energetică al Academiei R.P.R., fiind reluate în ultimii doi ani, cînd s-au concretizat în bilanţurile energetice generale pentru anii 1955—1958.

În unele ţări — de exemplu în Austria — aceste bilanţuri au fost completate cu bilanţuri exergetice şi valorice. În primele nu se ţine seamă numai de principiul de conservare a energiei, pe care se bazează bilanţul energetic, ci şi de principiul al doilea al termodinamicii, punînd în evidenţă şi gradul de ireversibilitate în cadrul diferitelor transformări energetice; în bilanţul valoric se accentuează aspectele economice ale gospodăririi energiei, punîndu-se în evidenţă deosebirile dintre diferitele forme de energie, din punctul de vedere al valorii lor.

În majoritatea cazurilor, s-au prezentat pînă acum în literatura de specialitate numai bilanţuri energetice, fără aspectele metodice legate de întocmirea lor, iar cele cîteva lucrări [1], [2], [3] care au abordat probleme de metodică, nu au reuşit să cristalizeze o metodă unitară pentru întocmirea bilanţurilor energetice complexe, rămînînd încă numeroase probleme asupra cărora există încă puncte de vedere diferite. Dintre acestea fac parte: alegerea unei unităţi unice de măsură a diferitelor forme de energie, stabilirea factorilor de echivalare a acestor forme, formele de energie ce trebuie să apară în bilanţul energetic general, transformările de energie ce trebuie să apară în bilanţ, pierderile şi randamentele, cum şi forma bilanţului energetic general.

După ce vom analiza, pe scurt, aceste probleme vom prezenta, în concluzie, soluţiile care considerăm că trebuie să fie utilizate la întocmirea bilanţului energetic general al R.P.R.

a. UNITATEA UNICĂ DE MĂSURĂ A FORMELOR DE ENERGIE

Utilizarea unei unităţi unice de măsură pentru toate formele de energie ce apar într-un bilanţ permite o mai bună vedere de ansamblu asupra situaţiei energetice, compararea şi însumarea diferitelor cantităţi de energie, determinarea randamentelor parţiale sau globale etc. Dintre unităţile care ar putea fi folosite, kilocaloria, kilowattora, joule-ul şi kilogramul de combustibil convenţional, kilocaloria şi kilowattora, sînt unităţi de măsură care, în mod obişnuit, se utilizează numai în domeniul căldurii, respectiv numai al energiei electrice, iar joule-ul, unitatea fizică de măsură a energiilor mecanică, electrică şi calorică, are în prezent o circulaţie restrînsă, fiind utilizată aproape numai de către fizicieni. Kilogramul de combustibil convenţional permite cel mai bine cîştigarea unei priviri generale asupra cantităţilor de energie ce intervin în bilanţ. În aceste condiţii, kilogramul de combustibil convenţional (kg. c.c.) şi kilo-

caloria sînt unități de măsură cel mai des utilizate ca unitate unică în bilanțurile energetice. Pentru utilizarea kilocaloriei ca unitate unică pledează faptele că în bilanțul energetic al țării noastre, ponderea cea mai mare o au combustibilii, cum și că, în prezent caracteristicile energetice ale acestora sînt exprimate prin intermediul kilocaloriei.

b. FACTORII DE ECHIVALARE A DIFERITELOR FORME DE ENERGIE

Alegerea factorilor de echivalare a diferitelor forme de energie depinde, în primul rînd, de însăși forma de energie supusă considerației, iar în al doilea rînd, de natura purtătorilor de energie. Pentru determinarea factorilor de echivalare a diferitelor forme de combustibil se preconizează următoarele căi : pe baza puterii calorifice superioare, pe baza puterii calorifice inferioare și pe baza puterii calorifice inferioare și a randamentelor instalațiilor de transformare respective. Prima cale este corectă din punct de vedere fizic, cea de-a doua cale, de răspîndire largă, este mai aproape de realitatea tehnică, iar cea de-a treia cale permite să se pună în evidență superioritatea, din punctul de vedere al utilizării, a unui combustibil față de altul, însă necesită o cunoaștere detaliată a numeroaselor căi de transformare a combustibililor, cu randamente diferite așa încît este inoperantă în bilanțul energetic general.

Pentru determinarea factorilor de echivalare a energiei hidraulice se utilizează, de asemenea, trei căi : una ține seama numai de echivalentul caloric teoretic al energiei electrice produs în hidrocentrale ; o a doua ține seama atît de echivalentul caloric teoretic, cît și de randamentul instalațiilor de transformare a energiei hidraulice în energie electrică, iar o a treia consideră factorul de echivalare pentru energie hidraulică egal cu consumul specific mediu de combustibil necesar producerii energiei electrice în centrale termoelectrice.

Cea mai răspîndită și mai operativă este prima cale, deși nu redă cu fidelitate fenomenele tehnice reale. Ultimele două căi sînt mai puțin utilizate întru cît ele prezintă inconveniente ; astfel, calea a doua prezintă inconvenientul apariției randamentului centralelor hidroelectrice, care este greu de apreciat pentru ansamblul economiei energetice ; cea de-a treia cale este utilizată de țările care dispun simultan de energie electrică produsă în hidrocentrale și în termocentrale și pentru care, fiecare kilowattoră produsă în centrale hidroelectrice reprezintă o economie de combustibil egală cu consumul specific mediu din centralele termoelectrice ; ea nu convine însă țărilor în care aproape întreaga energie electrică este produsă în centrale hidroelectrice și în care, datorită prețului mic al energiei hidroelectrice, s-au dezvoltat anumite utilizări care nu ar fi apărut în cazul producerii energiei electrice la un preț de cost mai mare, în centralele termoelectrice. Probleme de aceeași natură apar și în cazul determinării coeficienților de echivalare pentru energia geotermică, energia termică la un potențial scăzut etc. ; aceste forme de energie intervin, de obicei, cu o pondere mică în bilanțul energetic general ; discutarea factorilor de echivalare a acestor forme de energie, nu a luat amploare.

c. FORMELE DE ENERGIE CE TREBUIE SĂ APARĂ ÎN BILANŢUL ENERGETIC GENERAL

În privinţa *intrărilor* în bilanţ există un punct de vedere aproape unitar, care preconizează ca aici să figureze sursele primare de energie importante, cum sînt ţiţeiul, cărbunele, gazele naturale şi energia hidraulică.

În privinţa nivelului la care trebuie să se închidă bilanţul, opiniile sînt împărţite: unii autori susţin că ultima treaptă a bilanţului să fie energia utilizabilă, iar alţii, ca ultimul nivel să fie cel al energiei utile. În primul caz, bilanţul se încheie cu cantităţi de energie ce se pot determina precis; în al doilea caz, energia utilă se calculează pornind de la energia utilizabilă prin intermediul randamentelor medii ale instalaţiilor consumatoare.

În privinţa cuprinderii sau a necuprinderii în bilanţ a purtătorilor de energie utilizaţi în scopuri neenergetice, s-a adoptat deobicei soluţia trecerii într-un capitol special, de *produse neenergetice*, iar uneori soluţia considerării lor ca *pierderi*. Un loc special îl ocupă cocsul metalurgic, care se utilizează în procesul siderurgic, deodată în două scopuri: reducere chimică şi încălzire.

d. TRANSFORMĂRILE DE ENERGIE CE APAR ÎNTR-UN BILANŢ ENERGETIC GENERAL

Într-un bilanţ energetic general trebuie să apară numai transformările care se referă la cantităţi mari de energie, cum sînt transformarea energiei chimice a combustibilului în energie electrică, sau a ţiţeiului în produse petroliere; transformările intermediare, ca de exemplu cele din lanţul cărbune-abur-energie mecanică — energie electrică, nu este necesar să apară totdeauna distinct, fiind suficient să se indice numai cantităţile de energie ce intră şi ies dintr-un astfel de proces, adică, în exemplul menţionat, cărbune-energie electrică. Bilanţul s-ar putea opri deci la energia utilizabilă, fără a fi necesar să apară în el şi ultima transformare a energiei, anume aceea de la consumator; cum randamentele acestor transformări influenţează însă asupra alegerii de către consumatori a purtătorilor de energie, în unele bilanţuri apar şi transformările de acest gen.

e. PIERDERI ŞI RANDAMENTE

Din analiza cantităţilor de energie ce intră şi ies dintr-un proces energetic, rezultă că pot fi considerate ca pierderi următoarele categorii de energie: pierderile efective de energie la producerea, prelucrarea, transportul şi depozitarea purtătorilor de energie; consumul propriu al instalaţiilor energetice, purtătorii de energie pentru fabricarea de produse neenergetice.

Din punctul de vedere al bilanţului energetic, toate aceste cantităţi de energie sînt pierderi şi trebuie considerate ca atare. Dacă se urmă-

rește să se evidențieze de o parte, cantitățile de energie puse la dispoziția economiei naționale pentru producere de bunuri, iar, de altă parte, evidențierea condițiilor de funcționare a instalațiilor energetice, consumurile proprii se pot pune în evidență la instalațiile energetice respective. Pentru punerea în evidență a cantităților de energie destinate unor scopuri neenergetice, cantități care din punctul de vedere al bilanțului energetic, pot fi de asemenea considerate pierderi, se recomandă separarea acestora de restul pierderilor într-un capitol special.

Dintre randamente, pentru bilanțul energetic general prezintă interes atît randamentele corespunzătoare fiecărui purtător de energie, cît și randamentul corespunzător sumei purtătorilor de energie la o anumită treaptă, sau pe întregul bilanț.

Pentru a putea compara diferitele moduri de producere a unei anumite forme de energie, este necesar ca randamentele să fie calculate în raport cu energia brută. În toate cazurile de analiză a condițiilor de înlocuire a unei forme de energie prin alta trebuie să se țină seama de aceste randamente.

f. FORMA BILANȚULUI ENERGETIC GENERAL

Din analiza cerințelor pe care trebuie să le satisfacă un bilanț energetic general și a aspectelor pe care trebuie să le cuprindă pentru a răspunde la aceste cerințe, rezultă că, în privința formei de întocmire a bilanțului, există două deziderate : de o parte, se cere ca bilanțul energetic general să aprofundeze cît mai mult problemele multiple ale economiei energetice, iar de altă parte se cere ca bilanțul să prezinte o imagine cît mai clară a ansamblului economiei energetice. Pentru a răspunde acestor cerințe diferite, s-a adoptat aproape unanim, procedeul de a include în bilanțul energetic general numai problemele esențiale, privind ansamblul economiei energetice, iar pentru adîncirea și clarificarea unor probleme particulare se întocmesc bilanțuri energetice parțiale.

CONCLUZII ȘI PROPUNERI

Din analiza menționată mai sus, se desprind pentru întocmirea bilanțului energetic al R.P.R. următoarele propuneri :

a) Utilizarea kilocaloriei ca unitate unică pentru măsurarea cantităților de energie, de orice formă, de preferință a multiplului ei, 10^{12} kcal, cum și folosirea în paralel a unităților naturale și indicarea cantităților respective de energie în combustibil convențional.

b) Să se respecte, sub raportul fizic, principiul conservării energiei ; energia hidraulică utilizată pentru producerea energiei electrice se va calcula avînd în vedere energia electrică produsă în centralele hidroelectrice și randamentul mediu al lor ; analog se va proceda și în celelalte cazuri, în care intervine energia hidraulică ; pentru combustibili, energia se va calcula pe baza puterii calorifice inferioare.

c) Se vor lua în considerare — pentru ţara noastră — numai formele de energie care reprezintă, cantitativ, mai mult decît 10^8 kcal (energie hidraulică, combustibil solid, combustibil lichid şi combustibil gazos); nu se va lua în considerare deocamdată, energia eoliană, cea solară, a animalelor de tracţiune, sau a deşeurilor agricole.

În privinţa ultimei trepte a bilanţului, este indicat ca încheierea să o constituie treapta energiei utile, ultima treaptă fiind condiţionată de existenţa datelor statistice respective. Cum, în prezent, nu există posibilităţi reale de a cuprinde într-o evidenţă statistică datele necesare pentru determinarea energiei utile, urmează ca bilanţul să se încheie cu defalcarea energiei utilizabile după destinaţia ei pentru producerea diferitelor forme de energie utilă şi după destinaţia ei pe categorii mari de consumatori: industrie, transport, construcţii, agricultură, gospodărie comunală, utilizări casnice, diverse.

Purtătorii de energie destinaţi scopurilor neenergetice urmează să fie evidenţiaţi separat, în capitolul *produse neenergetice*.

Întreaga cantitate de cocs destinată furnalelor se va considera ca utilizată pentru scopuri energetice.

d) Se vor lua în considerare, în bilanţ, următoarele instalaţii de transformare: instalaţiile pentru sortare, spălare, preparare, brichetare, rafinării, cocserii, furnale, gazogene, centrale termice, CDE, CTE, CET, CHE.

Consumurile de energie utilă se vor detalia după natura energiei utile şi după natura consumatorului.

e) Se vor evidenţia în bilanţ pierderile de energie ce apar în diferite trepte şi instalaţii de transformare, aceste pierderi grupîndu-se la ieşirea din bilanţ, în capitolul *pierderi*.

Cantităţile de energie ce ies din sfera economiei energetice ca produse neenergetice cum şi consumurile proprii ale instalaţiilor energetice, se vor evidenţia separat.

În cadrul bilanţurilor energetice ale R.P.R. pentru anii 1955—1958, întocmite în Institutul de energetică al Academiei R.P.R. aceste propuneri au fost luate în considerare fie total (punctele *a*,*b*), fie parţial (punctele *c*, *d*, *e*), în funcţie de schema utilizată şi datele statistice energetice existente.

f) Pentru bilanţul energetic general al R.P.R. este utilă clasificarea zecimală, pe baza următoarei scheme (fig. 1):

1.0 Energie brută,
- 1.1. Combustibil solid,
  - 1.1.1. Antracit,
  - 1.1.2. Huilă,
  - 1.1.3. Cărbune brun,
  - 1.1.4. Lignit,
  - 1.1.5. Turbă,
  - 1.1.6. Lemn,
- 1.2. Combustibil lichid,
- 1.3. Combustibil gazos,
  - 1.3.1. Gaz metan,

1.3.2. Gaz de sondă,
1.4. Energie hidraulică,
1.5. Alte forme de energie brută.
2.0. Energie primară,
2.1. Combustibil solid,
2.1.1. Antracit,
2.1.2. Huilă,
2.1.3. Cărbune brun,
2.1.4. Lignit,
2.1.5. Mixte + șlam,
2.1.6. Turbă,
2.1.7. Brichete,
2.1.8. Lemn,
2.1.9. Cocs de petrol,
2.2. Combustibil lichid,
2.2.1. Benzină,
2.2.2. Petroluri,
2.2.3. Motorină,
2.2.4. Păcură,
2.2.5. Gazolină,
2.2.6. Combustibil pentru calorifere,
2.2.7. Combustibil industrial,
2.3. Combustibil gazos,
2.3.1. Gaz de rafinărie,
2.3.2. Gaz metan,
2.3.3. Gaz de sondă,
2.4. Energie hidraulică,
2.5. Alte forme de energie.
3.0. Energie transformată,
3.1. Abur, apă caldă,
3.2. Gaze artificiale,
3.2.1. Gaz de cocserie,
3.2.2. Gaz de furnal,
3.2.3. Gaz de gazogen,
3.2.4. Gaze lichefiate,
3.3. Cocs,
3.3.1. Cocs metalurgic,
3.3.2. Cocs de turnătorie,
3.3.3. Semicocs.
4.0. Energie transformată după două sau mai multe transformări,
4.1. Energie electrică.
5.0. Energie utilizabilă
apar toate formele de energie primară și transformată care ajung la consumator.
6.0. Energie utilă,
6.1. Căldură,
6.1.1. La potențial ridicat — peste 800°C,
6.1.2. La potențial mediu — 400—800°C,

6.1.3. La potenţial scăzut — sub 400°C,
6.2. Energie mecanică,
6.2.1 În instalaţii fixe,
6.2.2. În instalaţii mobile,
6.3. Energie chimică,
6.4. Energie radiantă — lumină, radioemisii etc.

Exportul, importul cum şi intrările şi ieşirile din stoc, se vor menţiona la nivelurile şi formele de energie corespunzătoare.

Pierderile şi cantităţile de purtători de energie destinate unor scopuri neenergetice se vor menţiona distinct.

Pentru realizarea integrală a acestei scheme, este necesară o evidenţă statistică mult mai completă decît cea actuală; realizarea ei va crea însă posibilitatea urmăririi gospodăririi energiei pentru ansamblul economiei naţionale şi va permite punerea în evidenţă a unor concluzii importante pentru elaborarea politicii energetice a ţării.

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ ОБЩЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БАЛАНСА

РЕЗЮМЕ

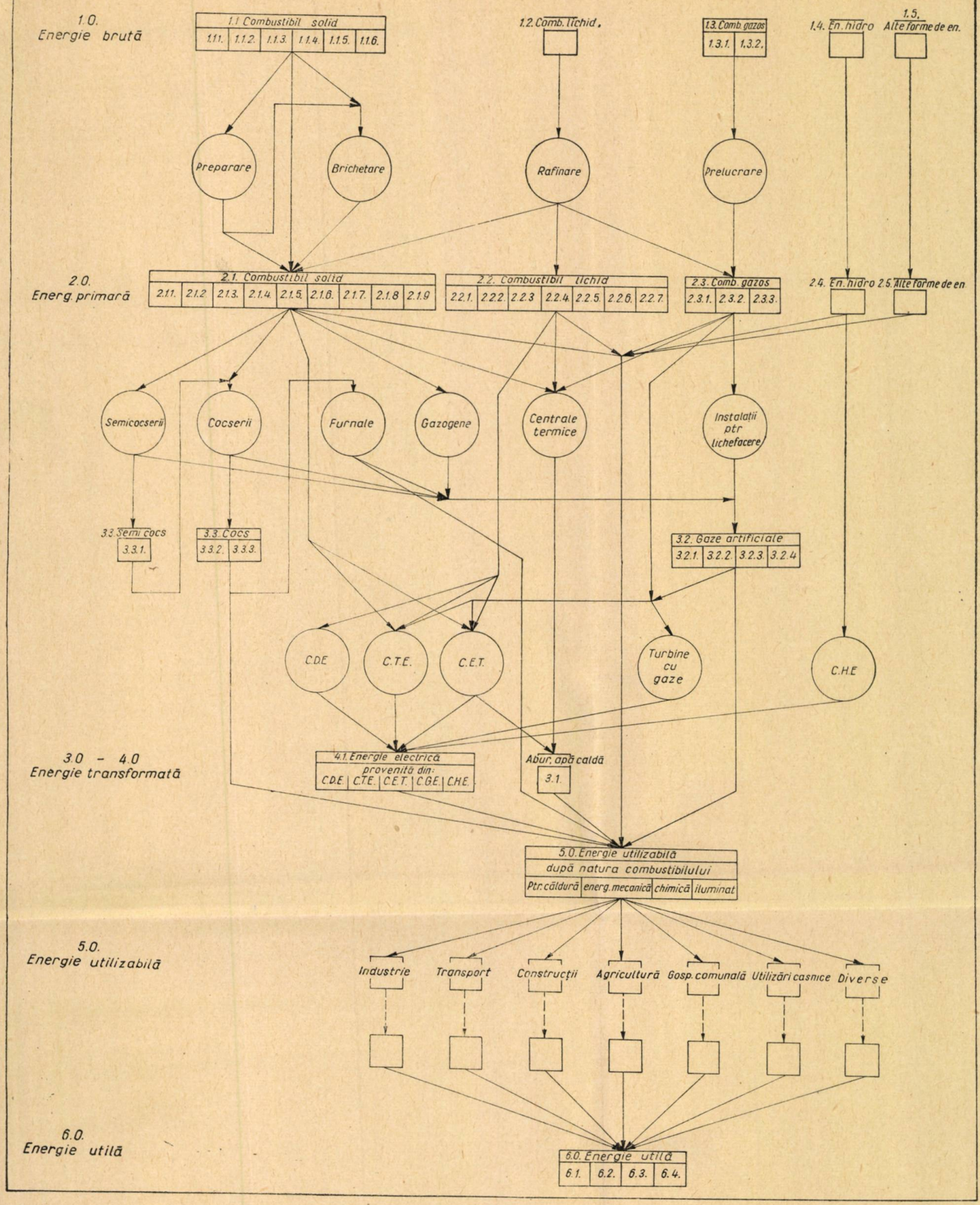
Общий энергетический баланс, как один из методов исследования энергетического хозяйства в целом, стал в последнее время инструментом текущего и перспективного планирования энергетического хозяйства в странах с развитым народным хозяйством.

В настоящей работе, основанной на критическом рассмотрении имеющихся до сих пор достижений и на некоторых принципах и точках зрения, которые должны войти в основу любого общего энергетического баланса, предлагается метод составления общего энергетического баланса нашей страны, который применился в недавних работах Института энергетики Академии РНР, по мере, допускаемой существующими статистическими данными и применяемой схемой.

QUELQUES PROBLÈMES CONCERNANT L'ÉTABLISSEMENT DU BILAN ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRAL

RÉSUMÉ

Le bilan énergétique général, en tant que méthode permettant une étude d'ensemble de l'économie énergétique, est devenu, depuis quelques ans, un instrument de la planification, courante et de perspective, de l'économie énergétique des pays économiquement développés.


Schema de principiu a bilanțului energetic general
1.0. Energie brută
1.1. Combustibil solid
1.1.1. 1.1.2. 1.1.3. 1.1.4. 1.1.5. 1.1.6.
1.2. Comb. lichid.
1.3. Comb. gazos
1.3.1. 1.3.2.
1.4. En. hidro
1.5. Alte forme de en.
Preparare
Brichetare
Rafinare
Prelucrare
2.0. Energ. primară
2.1. Combustibil solid
2.1.1. 2.1.2. 2.1.3. 2.1.4. 2.1.5. 2.1.6. 2.1.7. 2.1.8. 2.1.9
2.2. Combustibil lichid
2.2.1. 2.2.2. 2.2.3. 2.2.4. 2.2.5. 2.2.6. 2.2.7.
2.3. Comb. gazos
2.3.1. 2.3.2. 2.3.3.
2.4. En. hidro
2.5. Alte forme de en.
Semicocserii
Cocserii
Furnale
Gazogene
Centrale termice
Instalații ptr lichefacere
3.3. Semi cocs
3.3.1.
3.3. Cocs
3.3.2. 3.3.3.
3.2. Gaze artificiale
3.2.1. 3.2.2. 3.2.3. 3.2.4
C.D.E.
C.T.E.
C.E.T.
Turbine cu gaze
C.H.E.
3.0 - 4.0 Energie transformată
4.1. Energie electrică
provenită din:
C.D.E. C.T.E. C.E.T. C.G.E. C.H.E.
Abur, apă caldă
3.1.
5.0. Energie utilizabilă
după natura combustibilului
Ptr. căldură energ. mecanică chimică iluminat
5.0. Energie utilizabilă
Industrie
Transport
Construcții
Agricultură
Gosp. comunală
Utilizări casnice
Diverse
6.0. Energie utilă
6.0. Energie utilă
6.1. 6.2. 6.3. 6.4.

c. 3115

Fig. 1

Fondés sur l'étude critique de ce qui a été réalisé jusqu'à présent, ainsi que sur quelques principes et points de vue qui devraient se trouver à la base de tout bilan énergétique général, les auteurs proposent l'adoption d'une méthode permettant d'établir le bilan énergétique général de la République Populaire Roumaine. Dans la mesure permise par les données statistiques existantes et par le schéma utilisé, c'est cette méthode que l'Institut d'Energétique de l'Académie de la République Populaire Roumaine a appliquée dans ses récents travaux.

BIBLIOGRAFIE

1. H. ALMERS, *Methodik für die Aufstellung von Energiebilanzen.* Institut für Energetik-Leipzig—Mitteilungen, *19*, 487—513 (1959).
2. I. I. SAPHIER, *Contribuții pentru întocmirea unei metodologii de elaborare a balanței energetice generale.* Energetica, **8**, *8*, 342—348 (1960).
3. PAPP ISTVÁN, RECZEY GUSTAV, *Gazdasagosság az energiáellátásban.* Közgazdasági es jogi könyvkiado, Budapest, 1960.
4. A. PROBST, *Balanța energetică a U.R.S.S. și raționalizarea folosirii combustibilului.* Plenovoe hozaistvo, *7* (1936).
5. W. FRANK, F. SUNTYCK, *Österreichische Energiebilanz für das Jahr 1956.* Kommissionsverlag der Österreichischen Staatsdruckerei, Wien, 1958.
6. * * * *Bilan énergétique de la Belgique, Années 1951—1952*, extras din Bulletin de Statistique, avril *4* (1954).
7. * * * *Die Elektrizitätsversorgung der Bundesrepublik Deutschland im Jahr 1959.* Elektrizitätswirtschaft, **59**, *14*, 449—477 (1960).
8. * * * *Untersuchung über Struktur und Tendenzen der Energiewirtschaft in den Ländern der Gemeinschaft.* Gemischter Ausschuss Ministerrat-Hohe Behörde.
9. А. А. ГЕОРГИЕВ, Б. СТ. КОСТОВ, *Обще енергиен баланс на България. 1939—1952. Издание на Българската Академия на Науките.* София, 1958.
10. А. А. ГЕОРГИЕВ, Б. СТ. КОСТОВ, *Целостен енергиен Баланс на Н.Р.България. 1953. 1954. 1955. Издание на Българската Академия на Науките*, София. 1960.

UNELE PROBLEME ALE USCĂRII GAZULUI METAN ÎN VEDEREA TRANSPORTULUI *)

DE

V. PIMSNER şi I. CSERVENY

Creşterea rapidă a extracţiei de gaze naturale impusă de dezvoltarea impetuoasă a industriei din ţara noastră, necesită rezolvarea multor aspecte tehnice noi sau verificarea unor soluţii existente. Astfel mărirea simţitoare a debitului de gaze pe conductele magistrale, ca şi a lungimii acestora conduce, în condiţiile actuale de exploatare, la creşterea presiunii iniţiale din conductele de transport din care cauză, pentru a preveni pericolul înfundării conductelor prin formarea hidraţilor, este necesară uscarea prealabilă a gazelor naturale.

Studiile preliminare au arătat că, în condiţiile concrete impuse, soluţia optimă constă în utilizarea — ca agent de uscare — a sorbentului poros silicagelul, în locul absorbanţilor lichizi ca etilenglicolul care nu realizează puncte de rouă suficient de scăzute, sau clorura de litiu care accelerează coroziunea conductelor.

De aceea la staţia experimentală Saroş a Institutului de energetică a fost realizată o instalaţie pilot de uscare a gazelor, a cărei schemă este reprezentată în figura 1.

Ea constă (fig. 2) din 6 turnuri verticale cu sorbent solid granular, precedate de un separator şi un regulator de presiune şi urmate de o turbină care antrenează un compresor rotativ care livrează aerul cald necesar regenerării sorbentului solid. În mod normal, 3 turnuri de uscare lucrează în regim de adsorbţie reducînd umiditatea gazului metan, iar celelalte în regimul de desorbţie, sau se răcesc, schema permiţînd comutarea coloanelor dintr-un regim de funcţionare în celălalt.

Fiecare „turn de uscare" (fig. 3) conţine 5 site-suport ($Ø_{ext} = 508$ mm, $h = 340$ mm) confecţionate din ţeavă de oţel care au la partea inferioară

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 16 martie 1961.

o sită de rezistenţă din tablă găurită pe care se sprijină o sită fină (ochiuri de 0,5 mm) şi stratul de sorbent.

Sensul curgerii fluidelor este, de jos în sus, gaz metan în timpul regimului de adsorbţie şi de sus în jos aer cald în timpul regimului de desorbţie. Numărînd de la bază, silicagelul din „sitele" 1 — 4 este protejat contra antrenărilor de către sita următoare; sorbentul din „sita" 5 a fost în mod intenţionat lipsit de o asemenea protecţie pentru a permite studiul antrenărilor în funcţie de regimul de lucru.

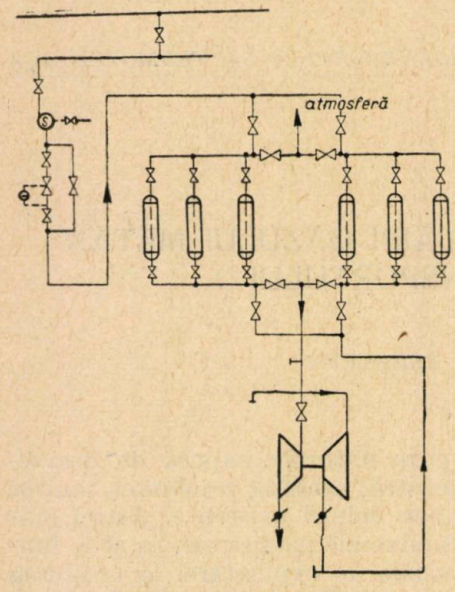


Fig. 1. — Schema instalaţiei pilot de uscare a gazului metan a I.E.

Experimentările au urmărit să determine condiţiile optime de curgere a gazului prin straturile de material granular, corelaţia dintre regimul de funcţionare şi durata uscării, ca şi condiţiile necesare desorbţiei, aspecte importante pentru proiectarea elementelor instalaţiei.

Primul element orientativ în dimensionarea instalaţiilor de uscare este determinarea vitezelor de curgere a gazului şi a pierderilor de presiune în stratul de sorbent.

Prin viteza gazului în adsorber se înţelege o viteză convenţională raportată la întreaga secţiune a tubului, fără a ţine seama de prezenţa sorbentului. Ea este definită de relaţia

$$wF = \frac{QRTZ}{P} . \tag{1}$$

Alegerea ei este determinată de două condiţii contradictorii, pe de o parte, pentru a obţine o instalaţie cu gabarite reduse este de dorit o viteză cît mai mare, iar pe de altă parte, este necesară micşorarea vitezei, sub anumite limite, pentru a împiedica antrenările de silicagel şi fluidizarea sau formarea canalelor în stratul de sorbent ca şi pentru a asigura un timp de contact suficient de lung între gaz şi silicagel.

Dacă stratul de sorbent nu este protejat contra antrenărilor, creşterea vitezei peste o anumită valoare critică poate provoca pierderi de material. În cazul regimului turbulent ($Re_p > 10$) viteza la care încep antrenări sensibile, este dată [5] de relaţia

$$w_a = 1{,}74 \sqrt{\frac{gD_p(\gamma_P - \gamma_F)}{\gamma_F}} . \tag{2}$$

Valorile, calculate pentru granule de silicagel într-un curent ascendent de gaz metan, sînt reprezentate în figura 4; ele au o valoare orien-

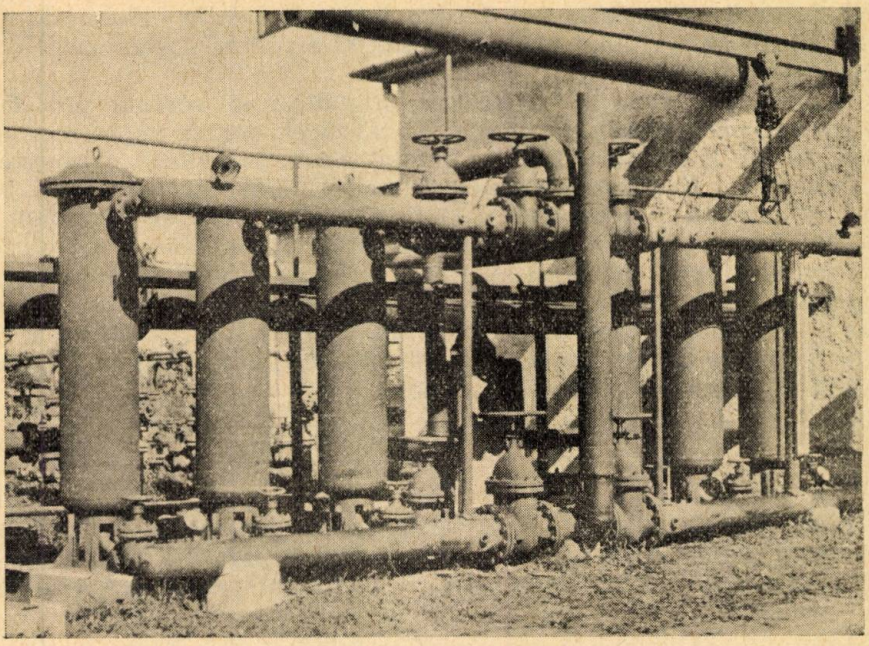


Fig. 2. — Instalația de uscare.

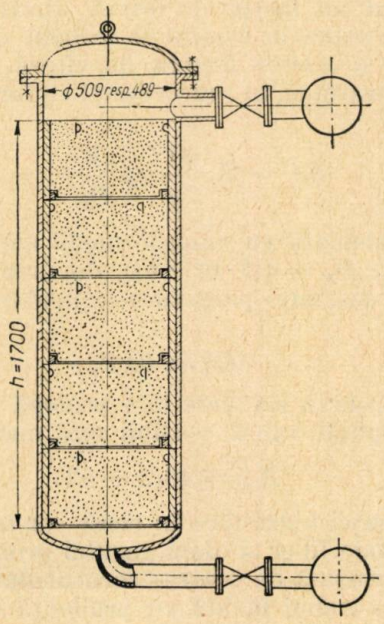


Fig. 3. — Schema unui turn de uscare.

tativă întrucît antrenările pot începe într-o instalaţie industrială şi la viteze (medii pe secţiune) mai mici datorită repartiţiei neuniforme a debitului pe secţiune.

Fluidizarea duce la sfărîmarea granulelor de sorbent prin loviri mecanice şi, prin aceasta, la pierderi de silicagel, deci la necesitatea de a înlocui la intervale prea dese materialul activ. La viteze apropiate de cea minimă de fluidizare se accentuează formarea canalelor (deci utilizarea incompletă a sorbentului) şi începe fenomenul de pistonare. În plus, fluidizarea — cu tot contactul mai intim între faze — nu realizează o uscare mai bună deoarece suprafaţa granulelor este neînsemnată în comparaţie cu întreaga suprafaţă activă a silicagelului [6]. Din aceste cauze se consideră viteza minimă de fluidizare w_{mf}, ca o limită a cărei atingere nu este dorită. Ea poate fi calculată estimativ [5] cu relaţia (3) valabilă în regim turbulent ($Re_p > 10$)

$$w_{mf} = \sqrt{\frac{\varepsilon^3}{1{,}75\varphi_P}} \sqrt{\frac{g\, D_P\, (\gamma_P - \gamma_F)}{\gamma_F}}. \tag{3}$$

Variaţia vitezei minime de fluidizare în gaz metan în funcţie de presiune şi diametrul particulelor este redată în figura 4 pentru un silicagel care are $\gamma_P = 2\,200$ kg/m^3 şi $\gamma'_P = 632$ kg/m^3; deci fracţia de goluri

$$\varepsilon = \frac{\gamma_P - \gamma'_P}{\gamma_P} = 0{,}713,$$

aproximaţie ce neglijează volumul ocupat de micropori în granula de silicagel şi considerînd un factor de formă admis convenţional $\varphi_P \approx 1$.

Pierderea de presiune în stratul de sorbent depinde în primul rînd de viteză, ea nu este o funcţie liniară de viteză ca în cazul filtrării, ci e proporţională cu pătratul ei, în concordanţă cu formula dată de S u c i u şi S c h o r r [5]

$$\Delta P = K \frac{w^2}{2g} \gamma_F \frac{h}{D_P}. \tag{4}$$

Constanta K, calculată cu valorile medii ale lui D_P (de ex. pentru granulaţia 2 ÷ 7 mm, $D_P = 4{,}5 \cdot 10^{-3}$ m), depinde de sensul de curgere. La curgerea de jos în sus, care permite o expandare liberă a stratului s-a obţinut

$$K\uparrow \approx 31{,}2,$$

în timp ce curgerii de sus în jos (care este analogă curgerii într-un „strat împachetat") îi corespund valori sensibil mai mari

$$K\downarrow = 48{,}2 \div 52.$$

Creşterea rezistenţei hidraulice în acest caz se datoreşte faptului că stratul nu poate expanda liber şi oferă gazului probabil o secţiune de trecere reală mai mică, cauzată de tasarea sorbentului. Relaţia (4) fiind empirică, utilizarea ei va trebui făcută cu prudenţă în afara domeniului în care au fost efectuate încercările.

Asigurarea unui timp suficient pentru străbaterea stratului de sorbent, are drept scop uscarea gazului pînă la umidități reziduale suficient de mici (apropiate de cea de echilibru cu silicagel la presiunea și

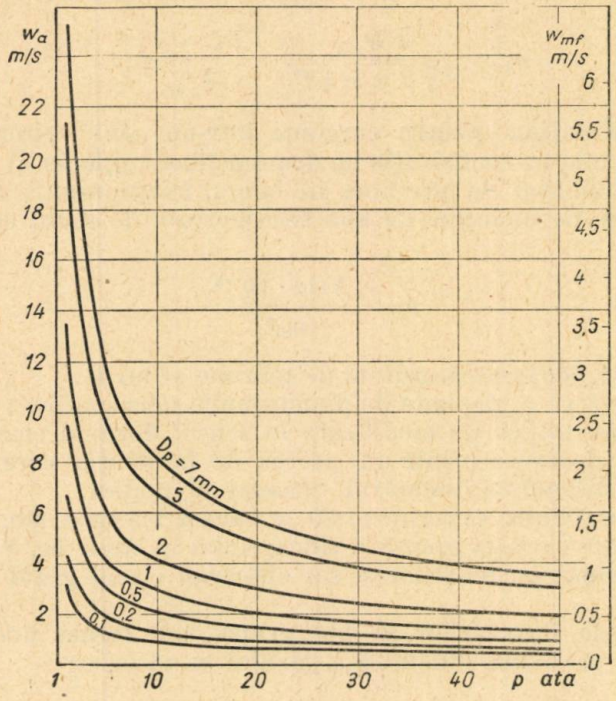


Fig. 4. — Variația vitezei minime de fluidizare și a vitezei teoretice de antrenare în funcție de presiunea și diametrul particulelor.

temperatura respectivă) și o utilizare mai deplină a masei de sorbent; el duce de asemenea la o limitare a vitezei gazului.

De exemplu, dacă variația în timp a umidității gazului în contact cu silicagel este redată de o relație de forma,

$$d = d_0 \, e^{-K_{ad} \tau}, \tag{5}$$

ceea ce corespunde unei viteze de reacție proporționale cu concentrația [7]; (reacție de „ordinul întîi") timpul de străbatere a stratului de sorbent τ trebuie să fie mare în comparație cu constanta de timp $\frac{1}{K_{ad}}$

$$\tau = \frac{h}{w} \gg \frac{1}{K_{ad}}. \tag{6}$$

Relația (6) exprimă condiția pe care trebuie să o respecte viteza

$$w \ll K_{ad} \cdot h.$$

În lipsa unor date mai precise asupra cineticii reacției de adsorbție a vaporilor de apă pe silicagelul considerat, se poate compara debitul de molecule de apă care intră în microporii sorbentului cu debitul corespunzător pentru curentul de gaz umed. Primul este dat [7] de relația

$$n_1 = \frac{4\,D_{por}}{3\sqrt{2\,\pi\,m\,kT}} \cdot \frac{P_2 - P_1}{L_{por}}, \tag{7}$$

stabilită de Knudsen pentru curgerea într-un „tub" circular al cărui diametru este mic în comparație cu drumul liber mijlociu al moleculelor, funcție de gradientul de presiune în lungul microporului $(P_2 - P_1)/L_{por}$. Debitul specific de molecule de apă transportate de gazul care se usucă este

$$n_2 = \frac{NQd \cdot 10^{-3}}{mF} \tag{8}$$

și nu trebuie să depășească ordinul de mărime al lui n_1.

Se observă că n_1 depinde de dimensiunile microporilor; prin aceasta dispunem de un mijloc de modificare în sensul dorit al cineticii reacției de adsorbție, deoarece printr-un proces de fabricație corespunzător se poate obține silicagel cu diametrul necesar al porilor.

Pentru stabilirea experimentală a valorii maxime admisibile a vitezei s-a urmărit variația greutății silicagelului în sitele nr. 5 neacoperite, expuse intenționat antrenărilor și s-a observat vizual gazul evacuat din instalație.

Rezultatele încercărilor se pot grupa sub forma unei inegalități care limitează presiunea dinamică a gazului în adsorber

$$\frac{w^2}{2g}\gamma_F < K_2\,D_{P_{\min}}\,\gamma_P, \tag{9}$$

unde $K_2 = 1{,}20 \cdot 10^{-2}$. Pentru sortul de silicagel microporos cu granulația $2 \div 7$ mm produs de UPS Ocna Mureș relația poate fi particularizată sub forma

$$w\sqrt{p} < 1{,}45\left[\frac{m}{s}\text{ata}^{\frac{1}{2}}\right] \tag{9^1}$$

reprezentată grafic în figura 5, unde viteza recomandată este comparată cu valorile corespunzătoare ale vitezei minime de fluidizare și ale vitezei de antrenare. Valorile care rezultă pentru viteze recomandate la presiunile uzuale sînt de ordinul celor recomandate în literatură [1][9] fiind inferioare valorilor care vor putea fi probabil atinse în straturi împachetate a căror expondare liberă este împiedecată.

Umiditatea gazului la intrarea în adsorbere a fost controlată prin indicatoare cu clorură de cobalt și psihrometre; în general gazul a fost saturat cu vapori de apă avînd o umiditate $d_1 = 0{,}56 \div 0{,}67$ $g_{H_2O}/kg_{g.u.}$. La ieșirea din adsorbere umiditatea gazului uscat a crescut în timp de

la valoarea corespunzătoare echilibrului (0,030 g_{H_2O}/m^3) [2] pînă la o umiditate care corespunde schimbării culorii indicatorului cu clorură de cobalt din albastru în violet. Această schimbare de culoare indică sfîrşitul regimului de adsorbţie determinînd astfel durata lui.

Bilanţul apei pentru un ciclu de adsorbţie, dat de relaţia

$$\int_0^{\tau_{ad}} d_1 Q d\tau = 10^3 G_{apă} + \int_0^{\tau_{ad}} d_2 Q \, d\tau \qquad (10)$$

a fost verificat prin cîntărirea sorbentului în stare uscată şi umedă. Cantitatea de apă reţinută $G_{apă}$ a fost mai redusă decît cea calculată pe baza

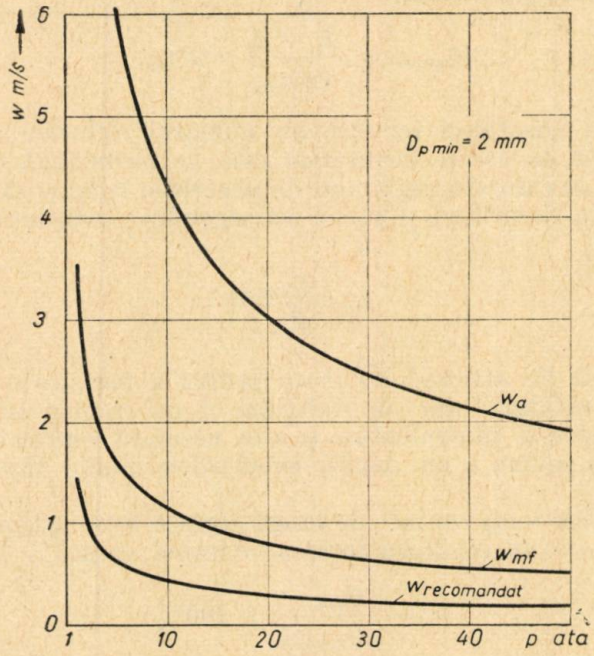


Fig. 5. — Variaţia vitezei recomandate pentru uscarea gazului metan în funcţie de presiune pentru silicagel microporos cu granulaţie 2—7 mm.

activităţii dinamice a_{din}, determinate în laborator, sau a higroscopicităţii indicate de uzina producătoare. În condiţii industriale activitatea dinamică

$$a_{din} = \frac{G_{apă}}{G_{siligacel}} \times 100\ \%, \qquad (11)$$

pentru silicagelul microporos 2—7 mm amintit mai sus poate fi considerată egală cu :

$$a_{din} = 10 - 11\ \%$$

(şi pentru alte sorturi de silicagel încercate au fost obţinute valori apropiate de aceasta).

Explicaţia pentru această valoare relativ mică trebuie căutată prin utilizarea incompletă în special a ultimelor straturi de silicagel datorită vitezei de adsorbţie finite. Faptul că au fost obţinute valori cu atît mai mari pentru a_{din} cu cît viteza de curgere a gazului a fost mai mică pare să confirme această explicaţie. În plus, repartiţia debitului de gaz nefiind perfect uniformă pe secţiune, formarea „canalelor" şi a regiunilor insuficient spălate de gaz în masa sorbentului duc de asemenea la micşorarea cantităţii de apă reţinute.

Cunoaşterea activităţii dinamice a silicagelului permite calculul cantităţii necesare de sorbent

$$G_{\text{silicagel}} = \frac{d_1 - d_2}{10\, a_{din}} \cdot Q\, \tau_{ad}. \tag{12}$$

Timpul afectat adsorbţiei rezultă din numărul ciclurilor z pe zi care, pentru instalaţii de uscare neautomatizate, se recomandă să fie $z = 1{,}2$ sau 3, în orice caz durata regimului de absorbţie trebuie să fie cel puţin egală cu durata desorbţiei şi răcirii silicagelului. Înălţimea stratului de sorbent

$$h = \frac{G_{\text{silicagel}}}{F\, \gamma'_P} \tag{13}$$

este de dorit să fie suficient de mare pentru a permite o utilizare mai deplină a sorbentului; dar la stabilirea ei nu trebuie uitate considerente constructive şi de exploatare şi este necesară verificarea pierderilor de presiune (4) pentru a nu depăşi eventualele limite impuse de condiţii locale.

În condiţiile unui contact de lungă durată între gazul umed şi sorbent se stabileşte un echilibru între activitatea statică*) [1] a acestuia

$$a_{st} = \frac{G_{\text{apă}}}{G_{\text{silicagel}}} \times 100\,\% \tag{14}$$

şi starea (presiunea parţială şi temperatura) vaporilor de apă. Relaţia biunivocă care exprimă această legătură

$$a_{st} = a_{st}\,(\mathrm{P_{H_2O}},\ \mathrm{T}) \tag{15}$$

este numită „ecuaţia de stare a adsorbţiei" [7]; ea este reprezentată de obicei în coordonate a, P prin „izoterme de adsorbţie", dar pare mai comodă reprezentarea în coordonatele log P, $\frac{1}{T}$ unde „izosterele de

*) Adsorbţia specifică respectiv „concentraţie superficială" raportul molilor de apă adsorbiţi la masa sorbentului respectiv suprafaţa lui activă sînt pentru un anumit sorbent proporţionale cu „activitatea statică".

adsorbție" (curbe a = const.) sînt drepte a căror înclinație depinde de căldura diferențială de adsorbție.

Se constată că activitatea sorbentului a_{st} crește cu presiunea parțială P_{H_2O} dar scade foarte pronunțat cu creșterea temperaturii T. Deci îndepărtarea apei adsorbite poate fi realizată fie prin desorbție în vid fie pe cale termică prin încălzire. Granulele de silicagel, care au adsorbit o cantitate importantă de apă, se pun în contact cu un curent de gaz (în cazul încercărilor efectuate la Saroș — aer) de temperatură ridicată, în care presiunea parțială a vaporilor de apă este neînsemnată în comparație cu cea corespunzătoare echilibrului. Tendința spre stabilirea unui echilibru duce în acest caz la desorbție; învingerea energiei de legătură

$$q_{ad} = q_{um} + q_{cond} \tag{16}$$

dintre apa adsorbită și silicagel se efectuează pe seama entalpiei agentului de regenerare. Ordinul de mărime al căldurii de adsorbție al apei pe silicagel poate fi apreciat [10] prin relația

$$q_{ad} = (1{,}5 \div 2)\, q_{cond} \tag{16'}$$

care concordă și cu rezultate publicate mai recent [11], [12].

Pentru stabilirea unui regim corect de desorbție și proiectarea instalațiilor anexe (încălzitor, răcitor) prezintă interes cunoașterea următoarelor aspecte:

— Parametrii agentului de desorbție (temperatura minimă necesară desorbției).

Prin ridicarea temperaturii, echilibrul de adsorbție se deplasează în sensul trecerii apei în fază gazoasă — din acest punct de vedere par să fie avantajoase pentru regenerarea silicagelului temperaturi cît mai mari. Dar, acestei tendințe i se opune degradarea sorbentului la încălzire datorită tensiunilor termice cauzate de un gradient de temperatură prea mare în granula de silicagel, ceea ce duce la sfărîmarea granulelor. De asemenea, creșterea temperaturii ar putea duce la coxarea hidrocarburilor grele adsorbite în cantități reduse de silicagel în micropori deci la „astuparea" acestora (și reducerea activității dinamice a sorbentului). În sfîrșit, încălziri prea pronunțate pot cauza și direct micșorarea volumului porilor.

Experimentările cu instalația de uscare a I.E au fost astfel conduse încît desorbția a avut loc la temperaturi din ce în ce mai ridicate: 113, 126, 130 și 143°C. Ca indiciu pentru aprecierea terminării regenerării s-a folosit schimbarea culorii indicatorului cu clorură de cobalt, care începînd cu temperaturi de 100—110°C lua culoarea albastru închis (după un timp suficient pentru desorbție) pe care nu și-o mai modifica la o ridicare a temperaturii în continuare. După terminarea fiecărui regim de regenerare s-a inspectat vizual silicagelul din cîte un adsorber. Silicagelul, care original a fost incolor, prezintă o ușoară colorație gălbuie începînd cu temperaturi de regenerare de 130°C, iar după ultimul regim (143°C) a devenit de culoare portocalie închisă, ceea ce se datorește probabil apariției primelor coxări.

Deci, nu se recomandă temperaturi ale agentului de regenerare mai mari de

$$t_1 = 140 - 145°C. \tag{17}$$

La sfîrșitul perioadei de desorbție temperatura agentului de regenerare la ieșirea din adsorber trebuie să fie cel puțin

$$t_2 \geqslant 110°C. \tag{17'}$$

— Cantitatea de căldură necesară desorbției.

Pentru a învinge energia de legătură între silicagel și apa adsorbită este necesară cantitatea de căldură.

$$q_{ad}\, G_{apă} = q_{ad}\,(d_1 - d_2)\cdot 10^{-3}\, Q\tau_{ad} \tag{18}$$

care reprezintă însă numai o parte a cantității de căldură livrată de încălzitor (în cazul instalației I.E un compresor) adsorberelor

$$\int_0^{\tau_{des}} \bar{\imath}_1\, Q_{des}\, d\tau.$$

Deoarece, pentru a fi posibilă regenerarea întregii mase a sorbentului, agentul de regenerare trebuie să părăsească instalația la o temperatură de cel puțin 110°C, în mod inevitabil va trebui să fie evacuată din adsorbere cantitatea de căldură

$$\int_0^{\tau_{des}} \bar{\imath}_2\, Q_{des}\, d\tau.$$

De asemenea, este necesară încălzirea masei sorbentului pînă la temperatura la care are loc desorbția și implicit încălzirea sitelor și a corpului coloanelor de uscare prin consumarea cantității de căldură

$$\Sigma \int_{t_{i_1}}^{t_{i_2}} G_i\, c_i\, dt_i\,.$$

În mod inutil se pierde în atmosfera înconjurătoare,

$$\int_0^{\tau_{des}} \int_s k\,(t_F - t_{med})\, d\tau\, ds$$

cantitate de căldură care poate fi micșorată prin izolarea termică a adsorberelor.

Desfășurarea în timp a desorbției poate fi urmărită cu ajutorul ecuației de bilanț termic scrisă pentru un moment dat τ

$$\bar{\imath}_1\, Q_{des}\, d\tau = \bar{\imath}_2\, Q_{des}\, d\tau + \int_s k\,(t_F - t_{med})\, d\tau\, ds + \\ + \Sigma G_i\, c_i\, dt_i + q\,\frac{\partial\, G_{apă}}{\partial\, \tau}\, d\tau. \tag{18'}$$

Integrarea acestei ecuații diferențiale este dificilă (ea presupune printre altele cunoașterea dependenței de temperatură a debitului de apă desorbit $\partial G_{apă}/\partial\tau$); totuși, pentru a obține o imagine asupra ordinului de mărime a diferiților termeni s-a calculat bilanțul termic integral. Din cantitatea de căldură (100%) *) livrată de compresor instalației de uscare, a fost evacuată cu aerul la ieșire din adsorbere 55,8—61,1%; consumată pentru încălzirea instalației 10,7—12,4%, au fost pierdute în mediul ambiant numai 3,9—4,5% și au fost folosite util (căldura de desorbție)

$$\eta = 13{,}5-16{,}8\%.$$

Cantitatea de căldură pe care trebuie să o livreze încălzitorul poate fi calculată cu relația

$$(i_1 - i_0)\, Q_{des}\, \tau_{des} = \frac{q_{ad}\, G_{apă}}{\eta} \cdot 100 = q_{ad}\, \frac{d_1 - d_2}{10\,\eta}\, Q\, \tau_{ad}. \tag{19}$$

Consumul propriu de gaz metan pentru realizarea acestei încălziri

$$\delta = \frac{q_{ad}}{q^l_{inf}} \cdot \frac{d_1 - d_2}{\eta \cdot \eta_{inc}} \cdot 10^3\% \tag{20}$$

este sub 0,1% din cantitatea de gaz transportată.

Relația (19) determină numai cantitatea totală $Q_{des}\, \tau_{des}$ a agentului de regenerare; pentru a stabili debitul respectiv timpul necesar desorbției se va ține cont de următoarele limitări:

Inerția termică a adsorberului impune o limită minimă timpului de regenerare, în același sens acționează și viteze finite ale procesului de schimb de căldură și de masă între granulele de sorbent și agentul de regenerare

$$\tau_{des} \geqslant K_3\, h.$$

În urma încercărilor efectuate nu pot fi recomandate valori mai mici decît

$$K_3 = 2 \times 3\,600 \text{ s/m}.$$

Tendința de a micșora pierderile de căldură către mediul exterior precum și considerente funcționale (durata regimului de desorbție urmată de răcirea adsorberului poate fi cel mult egală cu durata regimului de adsorbție) impun o limită superioară timpului de regenerare.

Deci durata regenerării sorbentului va trebui incadrată între limitele

$$\frac{2}{3}\tau_{ad} \geqslant \tau_{des} \geqslant 7\,200 \text{ h}. \tag{21}$$

În concluzie, funcționarea instalației pilot de uscare a gazului metan a demonstrat posibilitatea construirii unor instalații de uscare industriale, folosind silicagel microporos fabricat în țară. Pentru uscarea unor debite

*) S-a admis ca nivel de referință temperatura mediului înconjurător.

de ordinul 10^6 Nm^3/zi la 50 at proporţiile unei asemenea instalaţii sînt comparabile cu cele din figura 2, schema fiind adaptată unei funcţionări economice în condiţiile locale respective; — de exemplu existenţa unui consumator local deschide posibilitatea efectuării regimului de desorbţie la o presiune redusă (fig. 6).

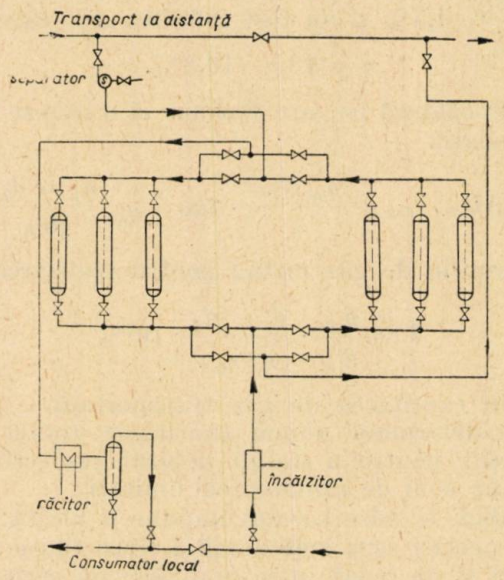


Fig. 6. — Schema unei instalaţii de uscare cu circuite independente de adsorbţie şi desorbţie.

La proiectarea unei instalaţii de uscare a gazelor rezultatele încercărilor descrise pot fi folosite în modul următor:

— Calculul secţiunii necesare totale a adsorberelor se efectuează respectînd vitezele recomandate prin relaţiile (9), (9′). Stabilirea numărului şi diametrului adsorberelor depinde de considerente tehnologice, de siguranţă a exploatării, frecvenţa înlocuirii sorbentului şi de înălţimea stratului de sorbent.

— Înălţimea stratului de sorbent rezultă, cunoscînd numărul ciclurilor pe zi din valoarea activităţii dinamice ($a_{din} = 10-11\,\%$) şi relaţiile (12) şi (13). Se va verifica dacă valoarea obţinută este satisfăcătoare şi din punctele de vedere ale pierderii de presiune (4), cineticii adsorbţiei (6) şi al regenerării (21).

— Temperaturile recomandate pentru regimul de desorbţie sînt

$$t_1 = 140 - 145°C,$$

$$t_2 = 110°C \text{ la sfîrşitul regenerării.}$$

— Cantitatea de căldură necesară regenerării ca și consumul propriu de gaz metan rezultă din relațiile (19) și (20) unde

$$\eta \approx 15\%.$$

— Debitul de regenerare, durata regimurilor (adsorbție, desorbție, răcire) se recomandă să respecte inegalitatea (21), dar aceste mărimi depind și de schema de legare a adsorberelor la barele instalației.

Folosirea acestor date poate fi făcută nemijlocit pentru silicagelul microporos 2—7 mm produs de UPS Ocna Mureș, pentru alte sorturi se va ține seama de proprietățile lor diferite (curba granulometrică diferită, raportul activităților dinamice determinate în laborator etc.). Îmbunătățirea calității silicagelului, acumularea experienței de exploatare și introducerea automatizării va modifica în timp gabaritele adsorberelor în sensul micșorării lor; în timp ce instalația proiectată pentru un anumit debit va putea să usuce un debit sporit de gaze naturale.

NOTAȚII

a — activitatea sorbentului, %.
c — căldură specifică, kcal/kg°C.
d — umiditatea gazului, g_{H_2O}/kg.g.u.
g — accelerația gravitației, m/s²
h — înălțimea stratului, m.
i — entalpie, kcal/kg.
k — coeficient de transmitere a căldurii, kcal/m²s°C.
k — constanta lui Boltzmann în relația. (7).
m — greutate moleculară.
n — debit specific de molecule, molecule/sm².
p — presiune, ata.
q — căldură latentă, kcal/kg.
t — temperatură, °C.
w — viteza gazului, m/S.
z — numărul de cicluri pe zi.
D — diametru, m.
F — secțiune interioară a adsorberelor m².
G — greutate, kg.
K — constantă.
L — lungime, m.
N — numărul lui Avogadro, molecule/k mol.
P — presiune, kg/m².
Q — debit de gaze, kg/S.
R — constanta gazului, kg m/kg°K.
S — suprafața exterioară a adsorberelor, m².
T — temperatura absolută, °K.
Z — coeficient de compresibilitate [3], [4].
R_e — numărul lui Reynolds.
γ — greutate specifică, kg/m³.

γ' — greutate volumetrică, kg/m^3.
δ — consum propriu de gaz pentru încălzire, %.
ε — fracţie minimă de goluri.
η — coeficient de utilizare a căldurii pentru desorbţie.
τ — timp, s.
φ — factor de formă a granulelor.
Δ — variaţie.

INDICI

a — antrenare,
ad — adsorbţie,
cond — condensare,
des — desorbţie,
din — dinamic,
i — nr. ordine,
inc — încălzitor,
inf — (putere calorifică) inferioară
med — mediu exterior,
m.f. — începutul fluidizării,
rec — recomandat,
st — static,
P — particulă,
F — fluid,
0 — iniţial,
1 — înainte,
2 — după.

НЕКОТОРЫЕ ЗАДАЧИ СУШКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА ВВИДУ ЕГО ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

РЕЗЮМЕ

Излагаются экспериментальные результаты, полученные на опытной установке для сушки природного газа экспериментальной станции Института энергетики в Шароше, из которых следует главным образом, что имеется возможность осуществления установок для сушки природного газа, применяя материалы румынского производства. Одновременно проведенными опытами можно определить основные соотношения между режимом работы, конструктивными параметрами установки и характером сушильного вещества, позволяющими произвести проектирование промышленных установок для сушки природного газа.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема экспериментальной установки Института энергетики для сушки природного газа.
Рис. 2. — Сушильная установка.
Рис. 3. — Схема башенной сушилки.
Рис. 4. — Изменение минимальной скорости флюидизации и теоретической скорости захватывания в зависимости от давления и диаметра частиц.
Рис. 5. — Изменение рекомендуемой скорости для сушки природного газа в зависимости от давления для микропористого силикагеля с зернистостью порядка 2—7 мм.
Рис. 6. — Схема сушильной установки с самостоятельными цепями адсорбции и десорбции.

QUELQUES PROBLÈMES SOULEVÉS PAR LE SÉCHAGE DU GAZ MÉTHANE EN VUE DE SON TRANSPORT

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent les résultats fournis par l'installation-pilote pour le séchage du gaz méthane de la station expérimentale Saroş de l'Institut d'Energétique, qui ont prouvé, en premier lieu, la possibilité de réaliser les installations pour le séchage du gaz méthane avec des matériaux et des pièces fabriqués dans la République Populaire Roumaine. Les expériences effectuées ont permis, en outre, de déterminer les principales relations entre : le régime de travail, les paramètres constructifs de l'installation et la nature de l'agent dessiccatif. C'est au moyen de ces relations que l'on peut faire les calculs nécessaires aux projets d'installations industrielles pour le séchage du gaz méthane.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma de l'installation-pilote pour le séchage du gaz méthane de l'Institut d'Energétique.

Fig. 2. — Installation de séchage.

Fig. 3. — Schéma d'une colonne de séchage.

Fig. 4. — Variation de la vitesse minimum de fluidification et de la vitesse théorique d'entraînement en fonction de la pression et du diamètre des particules.

Fig. 5. — Variation de la vitesse recommandée pour le séchage du gaz méthane en fonction de la pression, pour le silicagel microporeux à granulation de 2—7 mm.

Fig. 6. — Schéma d'une installation de séchage à circuits indépendants d'adsorption et de désorption.

BIBLIOGRAFIE

1. L. I. CIPLEA, *Metode de eliminare a umidităţii gazelor naturale* (studiu documentar al Inst. energetică).
2. C. L. MANTELL, *Adsorbtion* (cap. 9, 17, 18). Mc Graw Hill, New York, 1951.
3. А. С. СМИРНОВ, *Транспорт и хранение газа*, II Гостоптехиздат, Москва.
4. А. А. ПЕТРУШЕНКО, *Диаграмма состояния метана. Сжижение и разделение углеводородных газов.* АН СССР, Киев, 1956.
5. L. ESAYAN, M. ESAYAN, *Fluidizare.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.
6. М. М. ЕГОРОВ и другие, *Абсорбция паров воды на силикагелях различной степени гидратации.* Докл. АН СССР, **114**, *3* (1957).
7. T. ERDEY-GRUZ, G. SCHAY, *Chimie fizică teoretică.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1958.
8. М. П. ВУКАЛОВИЧ и другие, *Термодинамические свойства газов.* Машгиз, Москва, 1953.
9. К. С. ЗАРЕМБО, *Справочник по транспорту газов.* Гостоптехиздат, Москва, 1954.
10. E. BASS, *Szakaszos és folytonos üzemü adszorbcios berendezések gázok és gözök elválasztásara.* Budapest, Jegyzetsoksz-orosito ü 1954.
11. М. М. ЕГОРОВ и другие, *Теплота смачивания водой силикагелей различной степени гидратации.* Докл. АН СССР, **108**, *1* (1956).
12. П. С. ЕГОРОВА и другие, *Дифференциальная теплота абсорбции паров воды на силикагелях различной гидратации.* Докл. АН СССР, **123**, *6* (1958).

EFICIENŢA ECRANELOR INTERMEDIARE LA CAZANE MARI DE RADIAŢIE CU COMBUSTIBIL GAZOS*)

DE

N. ANTONESCU

Soluţiile moderne de arzătoare permit o ardere foarte intensivă a combustibilului gazos, astfel încît încărcarea termică a spaţiului de ardere poate ajunge la peste 10.10^6 kcal/m^3. Atît în cazul cînd aceste arzătoare sînt concepute ca antefocare de cazane, cît şi în cazul cînd ele realizează în parte arderea în focarul cazanului, rolul funcţional principal al focarului cazanului nu va mai fi cel de ardere ci cel de cameră de transmisie a căldurii prin radiaţie.

La aceste soluţii de focare, ecranarea nu mai trebuie să ţină seama de necesitatea realizării unei arderi de bună calitate în focar, şi poate în consecinţă să fie dimensionată după criterii economice. Astfel, ecranele intermediare, care prezintă o mare eficacitate datorită iradierii bilaterale, pot fi mult dezvoltate, devenind posibilă amplasarea lor la valoarea suprafeţei determinată după un calcul economic.

Efectul amplasării unor ecrane intermediare se manifestă în sensul scăderii suprafeţei necesare de ecrane datorită eficienţei lor mărite, după cum s-a arătat mai sus, şi în acelaşi timp în sensul creşterii suprafeţei necesare de ecrane datorită micşorării grosimii stratului mediu radiant de gaze, acesta fiind determinat de relaţia

$$s = 3{,}6\,\frac{V_f}{F_{per} + 2F_{es}},$$

unde

s este grosimea stratului radiant (m),
V_f — volumul focarului (m^3),
F_{per} — suprafaţa pereţilor focarului (m^2),

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări a Institutului de energetică din 24—26 februarie 1961.

şi

F_{es} — suprafaţa ecranelor intermediare (m^2).

Calculul amplasării economice a ecranelor intermediare trebuie făcut luînd ca bază valoarea lungimii necesară de ţeavă realizării tuturor ecranelor; mărimea suprafeţelor ecranate nu este o mărime concludentă, eficienţa ecranelor nefiind proporţională cu lungimea de ţeavă ce intră în alcătuirea lor.

Calculul variaţiei suprafeţei necesare convenţionale de radiaţie se face păstrînd pentru toate cazurile analizate aceeaşi temperatură a gazelor la sfîrşitul focarului, aceeaşi temperatură teoretică de ardere şi acelaşi regim de sarcină a focarului.

Suprafaţa convenţională de radiaţie (H) este dată de formula

$$H = 0{,}79 \cdot 10^8 \frac{B \cdot Q_r}{\zeta a_f T_f'' T_a^3} \sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T_f''}\right)^2}, \tag{1}$$

unde

B este cantitatea orară de combustibil arsă $\left(\frac{Nm^3}{h}\right)$,

Q_r — căldura schimbată prin radiaţie în focar pentru 1 Nm^3/h combustibil $\left(\frac{kcal}{Nm^3 \cdot h}\right)$,

ζ — coeficientul de murdărire a ecranelor, cu valoarea 1 pentru arderea combustibilului gazos,

a_f — gradul de negreală al focarului,

T_f'' — temperatura absolută a gazelor de ardere la capătul focarului (°K),

T_a — temperatura absolută teoretică adiabatică de ardere (°K).

Derivata parţială $\partial H/\partial a_f$ va avea valoarea

$$\frac{\partial H}{\partial a_f} = -\frac{\beta}{a_f^2}, \tag{2}$$

dacă s-a notat cu β factorul constant

$$\beta = 0{,}79 \cdot 10^8 \frac{\beta Q_r}{\zeta T_f'' T_a^3} \sqrt[3]{\left(\frac{T_a}{T_f''}\right)^2}. \tag{3}$$

Gradul de negreală al focarului, a_f, depinde de gradul de negreală a gazelor din focar, a_φ, după relaţia

$$a_f = \frac{0{,}82}{1 - \psi + \psi/a_\varphi}, \tag{4}$$

unde ψ este coeficientul de ecranare a focarului.

Variația lui a_f cu gradul de negreală a gazelor din focar va fi

$$\frac{\partial a_f}{\partial a_\varphi} = \frac{\psi a_f^2}{0{,}82 \cdot a_\varphi^2}. \tag{5}$$

Gradul de negreală a gazelor din focar este determinat de relația:

$$a_\varphi = 1 - e^{-(0{,}8 + 1{,}6\, r_{H_2O})\left(1 - 0{,}38 \frac{T_f''}{1\,000}\right)\sqrt{r_n \cdot p \cdot s}}, \tag{6}$$

sau notînd factorul constant cu α:

$$\alpha = (0{,}8 + 1{,}6\ r_{H_2O})\left(1 - 0{,}38 \frac{T_f''}{1\,000}\right)\sqrt{r_n \cdot p}, \tag{7}$$

rezultă:

$$a_\varphi = 1 - e^{-\alpha\sqrt{s}}. \tag{8}$$

Notațiile întrebuințate sînt

e — baza logaritmilor naturali,
r_{H_2O} — participația volumetrică a vaporilor de apă în gazele de ardere,
$r_n = r_{H_2O} + r_{co_2}$ — suma participațiilor volumetrice ale vaporilor de apă și bioxidului de carbon în gazele de ardere,
p — presiunea în focar (ata),
s — grosimea stratului radiant de gaze (m).

Variația gradului de negreală a flăcării cu grosimea stratului radiant de gaze va fi

$$\frac{\partial a_\varphi}{\partial s} = \frac{\alpha}{2\sqrt{s}} \cdot e^{-\alpha\sqrt{s}}. \tag{9}$$

Grosimea stratului radiant de gaze este dat de formula

$$s = 3{,}6\ \frac{V_f}{F_{per} + 2\,F_{es}}, \tag{10}$$

unde:

V_f este volumul focarului (m^3),
F_{per} — suprafața pereților de contur ai focarului (m^2),
F_{es} — suprafața panoului de ecrane intermediare.

Prin variația suprafețelor ecranelor intermediare, în cazul general, este variată atît suprafața pereților focarului, cît și volumul său. Pentru a cuprinde influența acestor variații se va face ipoteza simplificatoare că focarul este un cub; în cazurile reale cînd volumul focarului este un paralelipiped, fie se va introduce un factor de corecție asupra formulei (13), fie se va verifica pentru cazul real, soluția optimă obținută pentru focarul de formă cubică.

Dacă se notează factorul de formă al ecranelor laterale cu x_{el} și factorul de formă al ecranelor intermediare cu x_{es} (determinați după nomograma RN6-02, [1]), din punctul de vedere al eficienței transmisiei căldurii prin radiație, se poate scrie egalitatea

$$F_{per}\, x_{el} = 2\, F_{es}\, x_{es}\,, \qquad F_{per} = 2\, F_{es} \frac{x_{es}}{x_{el}} = 2\,\xi\, F_{es}\,, \tag{11}$$

unde s-a notat cu ξ raportul x_{es}/x_{el}.

Formula (11) determină în fond suprafața de perete a focarului care nu va mai fi necesară în cazul amplasării unui ecran intermediar de suprafață F_{es}.

Notînd cu F_{per_0} suprafața pereților focarului în cazul cînd nu există ecrane intermediare ($F_{es} = 0$), rezultă că aceeași suprafață în cazul existenței ecranelor intermediare va avea mărimea

$$F_{pér} = F_{per_0} - 2\,\xi\, F_{es}\,. \tag{12}$$

Pentru determinarea volumului focarului în cazul amplasării ecranelor intermediare, pe baza ipotezei enunțate, se poate scrie relația:

$$V_f = 0{,}068\ (F_{per})^{\frac{3}{2}}. \tag{13}$$

Introducînd relațiile (12) și (13) în formula (10) de determinare a grosimii stratului radiant de gaze se obține:

$$S = 3{,}6\, \frac{0{,}068\ F_{per}^{\frac{3}{2}}}{F_{per_0} - 2\,\xi F_{es} + 2\, F_{es}} \tag{14}$$

sau,

$$S = \frac{0{,}245\ (F_{per_0} - 2\,\xi\, F_{es})^{\frac{3}{2}}}{F_{per_0} + 2\, F_{es}\,(1 - \xi)}\,. \tag{15}$$

Variația grosimii stratului radiant de gaze cu suprafața ecranelor intermediare va fi

$$\frac{\partial S}{\partial F_{es}} = -\, S \left[\frac{3\,\xi}{F_{per_0} - 2\,\xi\, F_{es}} + \frac{2\,(1 - \xi)}{F_{per_0} + 2\, F_{es}\,(1 - \xi)} \right]. \tag{16}$$

Utilizînd formulele (2), (5), (9) și (16) se poate determina variația suprafeței convenționale de radiație (H), cu suprafața ecranelor intermediare

$$\frac{\partial H}{\partial F_{es}} = \frac{\partial H}{\partial a_f} \cdot \frac{\partial a_f}{\partial a_\varphi} \cdot \frac{\partial a_\varphi}{\partial s} \cdot \frac{\partial s}{F_{es}} =$$

$$= \left(-\frac{\beta}{a_f^2} \right) \left(\frac{\psi a_f^2}{0{,}82\, a_\varphi^2} \right) \left(\frac{\alpha}{2\sqrt{s}}\, e^{-\alpha\sqrt{s}} \right) \left[-S \left[\frac{3\,\xi}{F_{per_0} - 2\xi F_{es}} + \frac{2\,(1 - \xi)}{F_{per_0} + 2 F_{es}(1 - \xi)} \right] \right], \tag{17}$$

de unde

$$\frac{\partial H}{\partial F_{es}} = \frac{0{,}61\,\alpha\beta\psi\sqrt{s}\cdot e^{-\alpha\sqrt{s}}\left[\dfrac{3\xi}{F_{per_0}-2\xi F_{es}}+\dfrac{2(1-\xi)}{F_{per_0}+2F_{es}(1-\xi)}\right]}{(1-e^{-\alpha\sqrt{s}})^2}. \quad (18)$$

Suprafața convențională de radiație este realizată de ecranele laterale și ecranele intermediare după relația:

$$H = F_{el}x_{el} + 2F_{es}x_{es}, \quad (19)$$

unde F_{el} este suprafața panourilor de ecrane laterale (m^2).

Notînd cu L lungimea totală de țeavă utilizată pentru ecrane, L_{el} lungimea țevilor ecranelor laterale și L_{es} cea a ecranelor intermediare, se pot scrie relațiile

$$L = L_{el} + L_{es};\ F_{el} = L_{el}S_{el};\ F_{es} = L_{es}\cdot S_{es}, \quad (20)$$

$$H = L_{el}\cdot S_{el}\cdot x_{el} + 2L_{es}\cdot S_{es}\cdot x_{es} \quad (21)$$

și

$$H = (L - L_{es})S_{el}x_{el} + 2L_{es}S_{es}x_{es}. \quad (22)$$

Rezultă

$$L = \frac{1}{S_{el}x_{el}}(H + L_{es}\cdot S_{el}\cdot x_{el} - 2L_{es}S_{es}x_{es}), \quad (23)$$

unde S_{el} = pasul ecranării laterale,
S_{es} = pasul ecranării intermediare.

Condiția de minim a lungimii de țeavă de ecran va fi:

$$\frac{\partial L}{\partial L_{es}} = \frac{1}{S_{el}x_{el}}\left[\frac{\partial H}{\partial L_{es}} + S_{el}x_{el} - 2S_{es}x_{es}\right] = 0, \quad (24)$$

$$\left[\frac{\partial H}{\partial L_{es}} - 2S_{es}x_{es}\right]\frac{1}{S_{el}x_{el}} + 1 = 0. \quad (25)$$

Avînd în vedere că

$$\frac{\partial H}{\partial L_{es}} = \frac{\partial H}{\partial F_{es}}\cdot\frac{\partial F_{es}}{\partial L_{es}} = S_{es}\frac{\partial H}{\partial F_{es}}, \quad (26)$$

se obține relația de minim:

$$\left[\frac{0{,}61\,\alpha\beta\psi\sqrt{s}\,e^{-\alpha\sqrt{s}}\left[\dfrac{1{,}5\xi}{F_{per_0}-2\xi F_{es}}+\dfrac{1-\xi}{F_{per_0}+2F_{es}(1-\xi)}\right]}{(1-e^{-\alpha\sqrt{s}})^2} - x_{es}\right]\frac{2S_{es}}{S_{el}\cdot x_{el}} + 1 = 0. \quad \ldots (27)$$

Notînd factorul care depinde de F_{es} cu $A\ (F_{es})$

$$A\ (F_{es}) = \frac{0{,}61\ \alpha\beta\psi\sqrt{s}\, e^{-\alpha\sqrt{s}} \left[\frac{1{,}5\xi}{F_{per_0} - 2\xi F_{es}} + \frac{1-\xi}{F_{per_0} + 2F_{es}(1-\xi)} \right]}{(1 - e^{-\alpha\sqrt{s}})^2}, \tag{28}$$

relația (27) devine :

$$A\ (F_{es}) = x_{es} - x_{el} \frac{S_{es}}{2S_{el}}. \tag{29}$$

Practic, relația de minim (29) se rezolvă trasînd curba A funcție de F_{es} și determinînd abscisa F_{es} pentru care A este egal cu factorul $\left(\chi_{es} - \chi_{el} \frac{S_{el}}{2S_{es}} \right)$. Acesta din urmă depinde numai de parametrii de așezare ai țevilor de ecrane.

Curba reprezentînd variația lui A cu suprafețele ecranelor intermediare F_{es} este o curbă continuu scăzătoare și, avînd în vedere că are o curbură foarte mică, pentru trasarea ei este suficientă calcularea a 3 puncte.

*

În concluzie, este de remarcat că un calcul numeric al suprafeței optime de ecrane intermediare, prezentat în cele de mai sus, este deosebit de simplu și bazîndu-se pe cele mai moderne formule de calcul al focarelor, [1], asigură o precizie mare rezultatelor obținute.

Astfel de calcule sînt necesare la cazanele moderne, deoarece suprafața mare a ecranelor de radiație impune alegerea unei soluții care să ducă la un minim de consum de metal. Adoptarea în practică a soluțiilor de focare cu suprafețe importante de ecrane intermediare devine posibilă cu soluțiile noi de arzătoare care permit o mare intensificare a arderii, astfel încît se obține o calitate bună a arderii chiar la volume relativ mici de focare.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ЭКРАНОВ БОЛЬШИХ КОТЛОВ ИЗЛУЧЕНИЯ С ГАЗООБРАЗНЫМ ТОПЛИВОМ

РЕЗЮМЕ

Значительная поверхность излучающих экранов современных больших котлов требует осуществления экранирования, ведущего к минимальному расходу металла. Это становится возможным, применяя новые типы горелок, позволяющих намного усилить горение, так что в топке можно расположить значительные поверхности промежуточных экранов.

Численный расчет оптимальной поверхности промежуточных экранов, приведенный в настоящей работе, является особо простым и , основываясь на современных формулах расчета топок, обеспечивает высокую точность полученных результатов.

EFFICACITÉ DES ÉCRANS INTERMÉDIAIRES APPLIQUÉS AUX GRANDES CHAUDIÈRES À RADIATION, À COMBUSTIBLE GAZEUX

RÉSUMÉ

Les grandes superficies des écrans de radiation des grandes chaudières modernes imposent de réaliser les écrans nécessaires avec une consommation minimum de métal. Ceci devient possible grâce aux nouveaux brûleurs qui permettent d'intensifier beaucoup la combustion et, par conséquent, de placer, dans le foyer, de grandes superficies d'écrans intermédiaires.

Le calcul numérique de la surface optimum d'écrans intermédiaires, présenté par l'auteur et fondé sur les formules modernes pour le calcul des foyers, est particulièrement simple, tout en assurant une grande précision aux résultats qu'il fournit.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод.* Москва, 1959.
2. F. MUNZINGER, *Dampfkraft.* Berlin, 1949.

DETERMINAREA TEMPERATURII OPTIME A AGENTULUI DE RĂCIRE LA INTRARE ÎN REACTORUL NUCLEAR ENERGETIC*)

DE

D. GRECOV, C. HAIDUC şi A. SOCI

În centralele atomoelectrice se aplică pe scară largă schemele termice cu dublu circuit în care agentul de răcire parcurge circuitul primar (reactorul nuclear, generatorul de aburi) în timp ce agentul de lucru (apa) realizează ciclul termodinamic în cadrul circuitului secundar.

În cazul cînd puterea termică a reactorului energetic este dată [Q_T = = const.] pentru schemele termice cu dublu circuit (fig. 1) puterea electrică maximă ce o poate furniza instalaţia energetică nucleară va depinde de valoarea maximă a randamentului net al instalaţiei energetice nucleare (centrala atomoelectrică), care la rîndul său depinde de randamentul termic al ciclului termodinamic parcurs de fluidul de lucru în circuitul secundar şi de puterea consumată de serviciile interne ale instalaţiei energetice.

Deoarece temperatura agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear are o influenţă directă asupra randamentului net al centralei atomoelectrice, determinarea valorii sale optime are o importanţă deosebită în vederea obţinerii preţului de cost minim al energiei electrice livrate.

Temperatura agentului de răcire la ieşire din reactor t_2 este limitată de condiţiile de rezistenţa termică a materialelor utilizate în zona activă a reactorului nuclear (învelişul elementelor de combustibil, moderatorul, combustibilul nuclear).

Temperatura t_1 a agentului de răcire la intrare în reactor poate varia în limite largi, fără ca în acest caz (Q_T = const.) cîmpul de repartiţie al temperaturilor în interiorul zonei active să se modifice simţitor (acest lucru permite ca pentru o temperatură t_2 astfel aleasă încît temperatura maximă admisibilă a materialelor zonei active θ^{max} să nu fie depăşită, temperatura t_1 să poată varia într-un diapazon larg fără ca θ^{max} să fie depăşit).

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 26 ianuarie 1961.

Cu cît temperatura t_1 la intrare în reactorul nuclear va fi mai mare, cu atît presiunea aburului ce se poate obține în ciclul termodinamic p_0 va fi mai ridicată (conform diagramei $t-Q$, dependența între t_1 și p_0 este univocă). Randamentul termic al ciclului termodinamic depinde însă de presiunea inițială a aburului p_0, pentru o temperatură inițială t_0 a aburului crescînd cu atît mai repede cu valoarea p_0, cu cît t_0 este mai ridicat. Însă în cazul cînd puterea termică a canalelor zonei active este menținută constantă, variația temperaturii t_1 impune o schimbare a debitului de

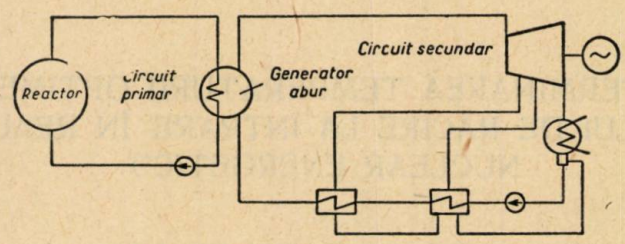


Fig. 1. — Schema termică cu dublu circuit a centralei atomoelectrice.

fluid primar; deci în cazul unei geometrii date a zonei active a reactorului nuclear și a traseelor conductelor de transport ale agentului primar, variația debitului de fluid primar va atrage și o modificare a rezistențelor hidrodinamice, și în consecință puterea necesară la schimbarea agentului de răcire este funcție de temperatura agentului t_1 la intrare în reactor.

Randamentul net al instalației energetice nucleare este dat de expresia

$$\eta_n = \eta_{ga}\left[\eta_i - \frac{N_P}{Q_T}\right] \tag{1}$$

în care

η_{ga} — randamentul generatorului de aburi;
η_i — randamentul termic al ciclului cu aburi;
N_P — puterea pompei de vehiculare a agentului de răcire $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$;
Q_T — puterea termică a reactorului $\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right]$.

Din expresia (1) rezultă că temperatura t_1 va avea o influență complexă asupra randamentului net η_n, deoarece creșterea temperaturii agentului la intrare în reactor t_1 va conduce la creșterea randamentului termic al ciclului η_i, însă în același timp mărește puterea consumată la vehicu-

larea agentului de răcire (crescînd cantitatea de agent de răcire ce circulă prin zona activă).

Cantitatea de agent de răcire G_1 [kg/h] în funcție de temperatura t_1 rezultă din relația

$$G_1 C_p (t_2 - t_1) = Q_T = \text{const.} \tag{2}$$

în care $C_p \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg.°C}}\right]$ — căldura specifică medie a agentului de răcire în intervalul de temperaturi $t_1 \div t_2$.

Avînd în vedere relația (2) și ținînd seama de expresia pierderilor hidrodinamice în circuitul primar, se poate scrie expresia puterii necesare pompelor de circulație în funcție de temperatura t_1

$$N_p = \xi \times \frac{1}{2g\,\eta_p} \cdot \frac{Q_T^3}{C_p^3 (t_2 - t_1)^3} \cdot \frac{1}{\gamma_r - \gamma_1} \cdot \frac{1}{S_T^2} \cdot A \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right], \tag{3}$$

în care s-au notat:

S_T [m²] — secțiunea de trecere a agentului de răcire în zona activă a reactorului nuclear;

γ_r [kg/m³] — greutatea specifică medie a agentului de răcire în intervalul de temperaturi $t_1 - t_2$;

γ_1 [kg/m³] — greutatea specifică a agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear;

ξ — coeficient ce ține seama de caracteristicile geometrice ale canalelor de trecere și de coeficientul de pierderi prin frecări.

Pentru calculul coeficientului ξ s-a folosit relația

$$\xi = \left[\frac{f L}{d} + \frac{\Delta T}{t}\right] \cdot K_1, \tag{4}$$

unde

L [m] — lungimea canalelor de răcire (zona activă);

d [m] — diametrul hidraulic al canalelor;

ΔT [°C] — creșterea de temperatură a agentului de răcire în zona activă a reactorului;

$\bar{t}$ [°C] — temperatura medie a agentului de răcire;

$f = \frac{0{,}46}{Re^{0{,}2}}$ — coeficientul de frecare la curgerea agentului de răcire prin canalele zonei active;

k_1 — un coeficient care ține seama de influența traseelor conductelor în circuitul primar, de rezistența hidrodinamică a generatorului de aburi etc.

Trebuie subliniat însă, că în cazul cînd puterea cerută de pompele de circulație este foarte mare, nu se poate neglija faptul că cea mai mare parte din energia de pompaj trece în fluidul de răcire sub formă de căldură.

În acest caz, dacă t_1 reprezintă temperatura agentului primar la ieșire din generatorul de abur, temperatura agentului la intrare în reactor t_1' va fi

$$t_1' = t_1 + k\frac{N_p}{C_p G} \tag{5}$$

(în care $k \cong 0{,}85 - 0{,}95$)
sau

$$t_1' = t_1 + \frac{k}{C_p}\xi\frac{w^2}{2g}\frac{\gamma_r}{\gamma_1\,\eta_p}, \tag{5'}$$

în care w [m/s] viteza agentului de răcire în canalele zonei active.

Deoarece debitul G depinde direct de valoarea t_1', iar t_1' la rîndul ei este influențată de valoarea puterii consumate de pompe N_p, găsirea valorii t_1', în funcție de t_1 necesită rezolvarea unei ecuații algebrice de gradul 3.

Într-adevăr, înlocuind în (5') valoarea w prin expresia

$$w = \frac{G}{\gamma_r S_T}$$

și folosind relația (2) modificată : $Q = GC_p(t_2 - t_1')$, în care se ține seama de creșterea de entalpie a agentului de răcire de la t_1 la t_1', datorită trecerii agentului prin pompele de circulație, se poate găsi în cele din urmă ecuația

$$t_1' = t_1 + \frac{M}{(t_2 - t_1')^2} \tag{6}$$

în care s-a notat

$$M = \frac{k}{2g}\cdot\frac{\xi}{\eta_p}\cdot\frac{Q_1^2}{S_T^2}\,\frac{1}{427}\cdot\frac{1}{C_p^3\,\gamma_r\,\gamma_1}. \tag{7}$$

Ecuația (6) poate fi pusă sub o formă simplă

$$x(1-x)^2 = M^* \tag{8}$$

în care

$$x = \frac{t_1' - t_1}{t_2 - t_1},$$

$$M^* = \frac{M}{(t_2 - t_1)^3},$$

care permite o rezolvare rapidă, dacă se construiește în prealabil curba $x\,(1-x)^2 = f(x)$ și se calculează valoarea M^* pentru temperatura t_1 aleasă ; la întretăierea curbei $x\,(1-x)^2$ cu dreapta M^* se găsește valoarea x ca soluție a ecuației (8), din care rezultă imediat mărimea temperaturii t_1' ce corespunde valorii t_1.

Secțiunea de trecere a fluidului S_T care intră în calcule ca o mărime fixată, se alege considerînd în prealabil o viteză w_1 dată pe baza considerentelor tehnico-economice în apropierea zonei de optim

$$S_T = \frac{Q}{w \cdot \gamma_r \cdot C_p (t_2 - t_1')}, \tag{9}$$

de unde rezultă deci că secțiunea de trecere a agentului de răcire depinde în special de proprietățile fizice ale agentului.

Cunoscînd mărimea t_1' în funcție de t_1, se poate calcula valoarea puterii necesare pentru circulația agentului, N_p (relația (3), în care se

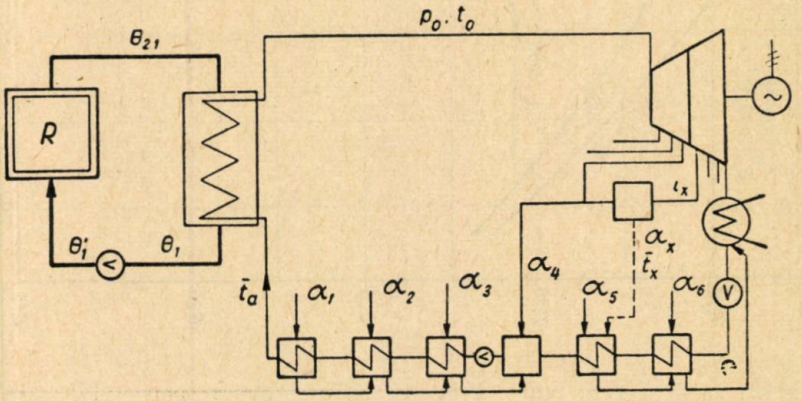


Fig. 2. — Schemă termică regenerativă (circuitul secundar).

introduc t_1' în loc de t_1); randamentul termic al ciclului η_i s-a calculat în funcție de temperatura agentului de răcire la ieșire din generatorul de aburi t_1 pentru o schemă regenerativă (fig. 2) în care numărul de preîncălzitori regenerativi a variat în funcție de presiunea inițială a aburului p_0 și în care s-a ținut seama de necesitatea separatorului de apă în cazul unei umidități mari a aburului destins în turbină. De asemenea, s-a avut în vedere variația randamentului relativ intern al turbinei η_{0i} cu presiunea p_0.

Temperatura inițială a aburului t_0 la intrare în turbină a fost aleasă cu 30°C mai mică decît temperatura t_2 ($\delta t_2 = 30$°C), această diferență fiind în general funcție de valoarea coeficientului de transfer de căldură în generatorul de aburi și de restul suprafețelor de schimb de căldură.

Calculele s-au efectuat pentru o serie de agenți de răcire ce se pot aplica în centralele atomoelectrice ca CO_2,He, polifenili și H_2O, rezultatul acestor calcule fiind dat sub forma curbelor $\eta_m = f(t_1)$ (fig. 3).

Curbele ce exprimă variația randamentului net al centralei atomoelectrice în funcție de temperatura agentului de răcire la ieșire din generatorul de aburi (t_1) au fost calculate în cazul cînd temperatura finală de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare a variat în limitele 80—240°C,

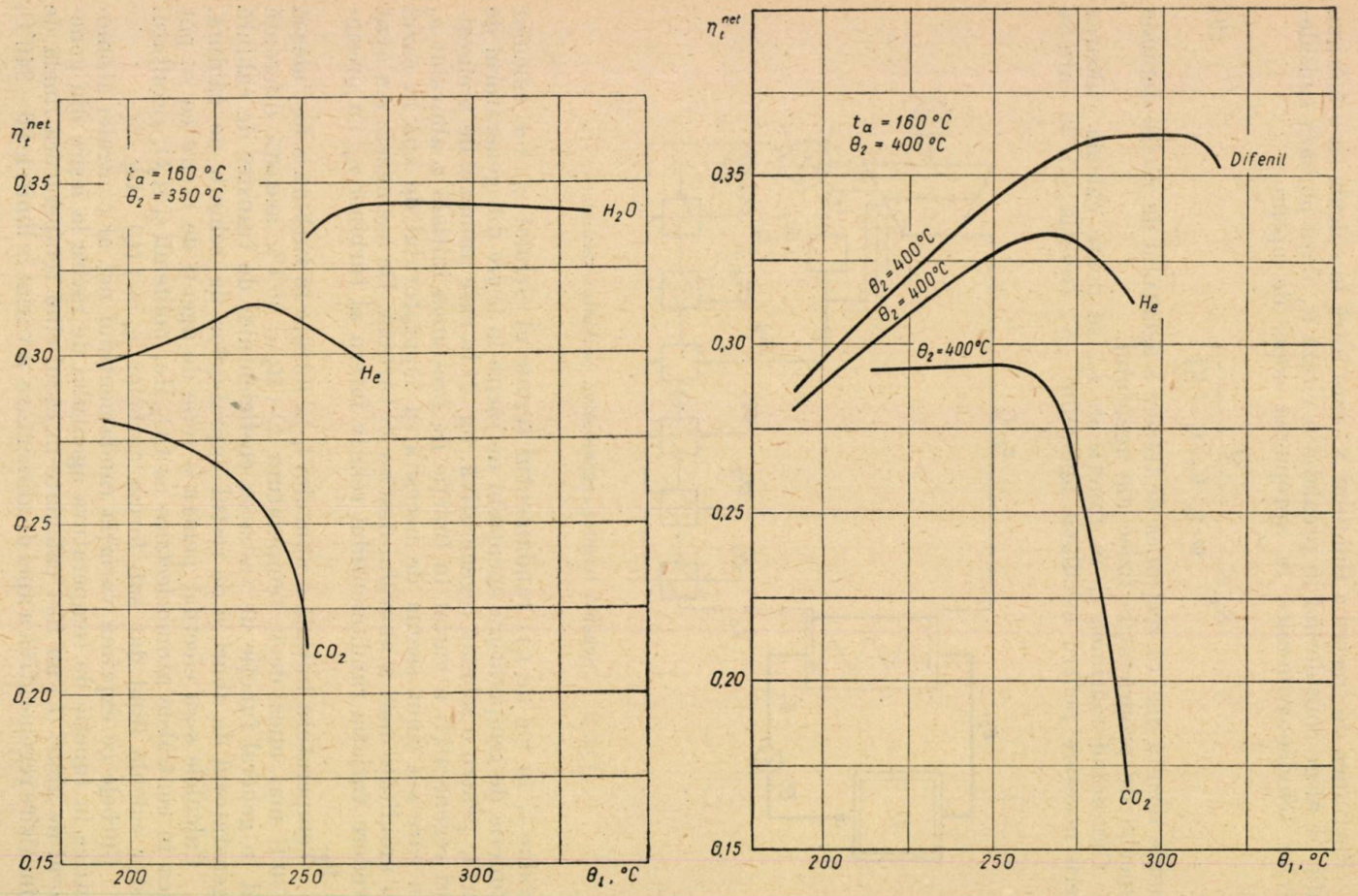


Fig. 3. — Variația randamentului net al centralei atomoelectrice η_n în funcție de temperatura agentului de răcire la intrarea în reactorul nuclear t_1, pentru diferiți agenți de răcire.

iar temperatura t_2 a agentului de răcire la ieşire din reactorul nuclear a fost de 300, 350 şi 400°C.

Din calcule rezultă că o dată cu creşterea temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare, temperatura optimă t_1 pentru care se înregis-

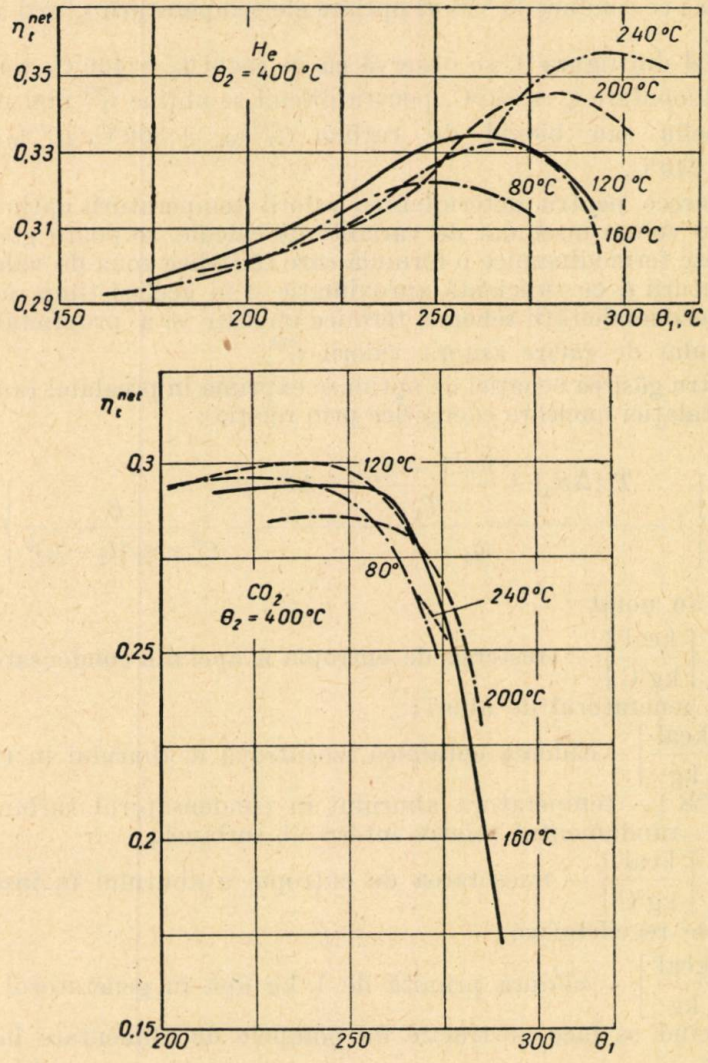


Fig. 4. — Variaţia randamentului net η_n în funcţie de t_1 pentru diferite temperaturi de preîncălzire regenerativă a apei.

trează un randament net maxim se va mări (fig. 4); această tendinţă apare mai accentuată în cazul măririi temperaturii admise a agentului de răcire la ieşire din reactor, t_2.

De asemenea, se remarcă că o dată cu mărirea valorii $P = C_p^3 \gamma_r \gamma_1 S_T^2$, care depinde aproape exclusiv de proprietăţile fizice ale agentului de răcire, puterea consumată de pompele de circulaţie va fi mai mică pentru aceeaşi creştere a temperaturii agentului de răcire în reactor $(t_2 - t_1')$, ceea ce conduce la valori optime ale temperaturii t_1 mai ridicate în acest caz.

Astfel din figura 3, se observă că în cazul $t_2 = 400°C$, temperatura apei de alimentare $t_a = 160°C$, pentru difenil se obţine t_1^{opt} mai mare decît pentru heliu sau bioxid de carbon $(t_1^{opt})_{dif.} = 300°C$, $(t_1^{opt})_{He} = 270°C$, $(t_1^{opt})_{CO_2} = 240°C$.

Deoarece pentru determinarea valorii temperaturii optime t_1^{opt} este necesar un volum însemnat de variante de calcule, se poate găsi pe baza unei analize termodinamice o formulă care să indice zona de valori optime a temperaturii t_1 cu suficientă aproximaţie şi în acelaşi timp să precizeze influenţa economicităţii schemei termice aplicate şi a proprietăţilor fizice ale agentului de răcire asupra valorii t_1^{opt}.

Pentru găsirea ecuaţiei de optim se exprimă în prealabil randamentul net al instalaţiei nucleare energetice prin relaţia :

$$\eta_{in} = \eta_{ga}\left\{1 - \frac{T_k[\Delta S_0] + \dfrac{h_T(1-\eta_{0i})}{T_k} - \Delta S_r}{q_1 - l} - \frac{B}{C_p^3 \gamma_r \gamma_1 (t_2 - t_1)^3}\right\}, \qquad (10)$$

în care s-au notat

$\Delta S_0 \left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}\right]$ — creşterea de entropie a apei din condensator pînă la ieşire din generatorul de aburi;

$h_T \left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — căderea entalpică izoentropă a aburului în turbină;

T_k [°K] — temperatura aburului în condensatorul turbinei;

η_{0i} — randamentul relativ intern al turbinei;

$\Delta S_r \left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}\right]$ — micşorarea de entropie a aburului în instalaţia de preîncălzire regenerativă;

$q_1 \left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — căldura primită de 1 kg apă în generatorul de aburi, în cazul cînd se face abstracţie de pompele de alimentare în circuitul secundar;

$l \left[\dfrac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right]$ — lucrul mecanic consumat de pompele de alimentare în circuitul secundar;

$B = \dfrac{\xi}{2g\,\eta_p} \dfrac{Q_1^2}{S_T^2} \dfrac{1}{427}$ — coeficient care depinde de puterea termică

a reactorului de geometria zonei active și a canalelor de răcire, de parametri fluidului de răcire precum și de natura sa.

Considerînd temperatura agentului de răcire la ieșire din reactor t_2 fixată (de unde rezultă că temperatura aburului viu t_0 este constantă), variațiile de presiune ale aburului vor fi univoc reprezentate prin variațiile de entropie ale aburului viu, iar problema găsirii temperaturii optime a agentului de răcire la intrare în reactor (t_1) sau a presiunii optime a aburului în ciclul termodinamic (între temperatura t_1 și presiunea p_0 există o relație univocă ce rezultă din construcția diagramei $t-Q$) se poate substitui prin problema găsirii entropiei aburului S_0 care să asigure un maxim de economicitate al instalației energetice nucleare.

În concluzie, ecuația de optim va fi de forma

$$\frac{\partial \eta_n}{\partial S_0} = 0. \tag{11}$$

Se poate demonstra, în urma unor transformări bazate pe relații termodinamice cunoscute [3], că valoarea optimă a presiunii aburului viu care să asigure un maxim al randamentului net η_n va fi dată de relația :

$$\psi^{\text{opt}} = \frac{T_k}{1-\eta_t} R^*, \tag{12}$$

în care termenul R^* ține seama de influența pompelor de alimentare din circuitul secundar și a pompelor de circulație în circuitul primar precum și de variația randamentului relativ internal turbinei, iar termenul $\frac{T_k}{1-\eta_t}$ ține seama de economicitatea schemei termice.

Mărimea ψ reprezintă derivata parțială a entalpiei aburului viu în funcție de entropie pe izotermă, care se poate calcula aproximativ trecînd la diferențe finite

$$\psi = \left(\frac{\partial i_0}{\partial S_0}\right)_{T_0} \cong \left(\frac{\Delta i_0}{\Delta S_0}\right)_{T_0}.$$

Curba $\psi = f(p_0)$ se poate trasa pentru valoarea fixată a temperaturii inițiale a aburului.

Calculînd termenul din dreapta ecuației (12), și cunoscînd în prealabil forma curbei $\psi = f(p_0)$ se poate găsi valoarea p_0^{opt} căreia îi corespunde, conform diagramei $t-Q$ o valoare optimă a temperaturii agentului de răcire t_1 [în fig. 5 se dă curba $\psi = f\ (p_0)$] pentru $t_2 = 400°C$ calculată pe baza tabelelor de aburi.

Termenul R^* se exprimă prin relația

$$R^* = \frac{\eta_{0i} - k_p \frac{h_T}{T_k} - \frac{v_a \varphi}{v_0 \eta_p'} \frac{T_0}{T_k}(1-\eta_i) - \frac{3B q_1 y}{T_k (t_2 - t_1)^4 \gamma_r \gamma_1 C_p^3}}{\eta_{0i} - \frac{v_a \varphi}{v_0 \eta_p'}\left[1 - \frac{\eta_t}{1-\eta_t}(1-\eta_{0i})\right]}, \tag{13}$$

în care s-au notat

$\eta_{it} = \dfrac{\eta_i}{\eta_{0i}}$ — randamentul termic al ciclului în cazul căderii entalpice izoentropice în turbină;

$\dfrac{v_a \varphi}{v_0 \eta_p'}$ — termen care ţine seama de influenţa lucrului mecanic consumat de pompele de alimentare în circuitul secundar;

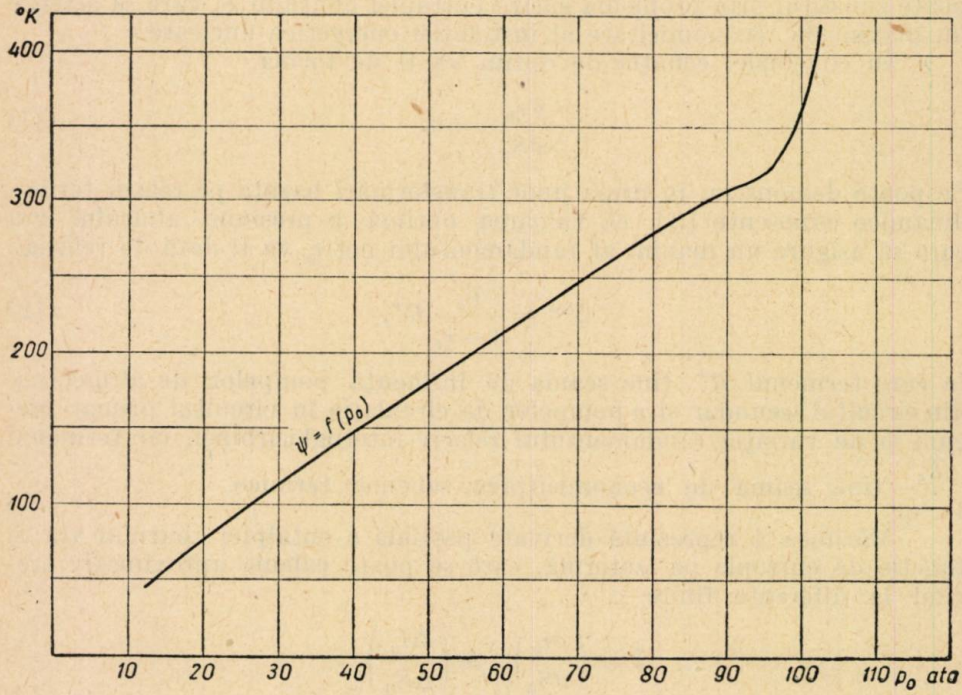


Fig. 5. — Variaţia mărimii ψ în funcţie de presiunea iniţială a aburului p_0, pentru temperatura aburului $t_0 = 370°C$ ($t_2 = 400°C$).

$v_a \left[\dfrac{m^3}{kg}\right]$ — volumul specific al apei la intrare în pompele de alimentare;

$v_0 \left[\dfrac{m^3}{kg}\right]$ — volumul specific al aburului viu;

$\varphi = 1{,}2 \div 1{,}25$;

η_p' — randamentul pompelor de alimentare;

$k_p \cong \dfrac{\Delta \eta_{0i}}{\Delta S_0}$ — termen care ţine seama de variaţia randamentului relativ intern al turbinei în funcţie de presiunea iniţială a aburului;

$y = \frac{\partial t_1}{\partial S_0} \cong \frac{\Delta t_1}{\Delta S_0}$ — termen care ține seama de variația temperaturii agentului de răcire la intrare în reactor în funcție de presiunea inițială a aburului (sau entropia inițială).

Se observă că relația de optim (12) se poate folosi pentru determinarea presiunii inițiale optime a aburului în ciclurile centralelor termoelectrice clasice, în care caz influența pompelor de circulație a agentului de răcire este nulă ($y = 0$) [3]. Influența pompelor de circulație este ilustrată prin termenul $A = \frac{3Bq_1 l}{T_k(t_2 - t_1)^4 \gamma_r \gamma_1 C_p^3 S_T^2}$ în care y se poate calcula pentru cazul concret studiat cu ajutorul diagramei $t - Q$. Se observă că odată cu creșterea valorii $P = C_p^3 \gamma_r \gamma_1 S_T^2$, mărimea A scade, ceea ce conduce la o creștere a valorii ψ^{opt} și deci la o mărire a presiunii optime a aburului în ciclul termodinamic (deci o creștere a temperaturii agentului t_1^{opt}), ceea ce confirmă rezultatele obținute anterior pe baza variantelor de calcul.

Deoarece o serie de valori care intră în expresia ecuației de optim (12) sînt funcții de mărimea t_1 este necesar să se facă 1—2 încercări succesive pentru a găsi valoarea t_1^{opt} însă calculul este mult ușurat de faptul că în general valorile de calcul sînt puțin influențate de mărimea parametrului t_1. Rezultatele calculului valorii optime t_1^{opt} care s-a efectuat cu ajutorul ecuației (12) concordă într-o măsură satisfăcătoare cu rezultatele variantelor de calcul, ceea ce justifică aplicarea ecuației (12) pentru alegerea prealabilă a zonei optime a parametrului t_1^{opt}, în calculele de anteproiectare a parametrilor optimi ai schemei termice în cadrul centralei atomoelectrice cu dublu sau multiplu circuit.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ВЫХОДЕ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ЯДЕРНЫЙ РЕАКТОР

РЕЗЮМЕ

Схема с двойной циркуляцией, где первичный теплоноситель служит для извлечения теплоты, выделяющейся в ядерном реакторе, а вторичный носитель (вода) проходит термодинамический цикл энергетической установки, широко применяется при построении атомоэлектрических станций.

В работе рассматривается на основании расчетных вариантов влияние температуры первичного носителя при входе в ядерный реактор t_1 на к.п.д. нетто атомоэлектрической станции в зависимости от своего характера. Для этой цели считаются как охлаждающие вещества углекислота, гелий, полифенилы и вода, причем одновременно рекомендуется формула, выведенная по термодинамическим соображениям, позволяющая без труда определить оптимальное значение параметра t_1.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Термическая схема с двойной циркуляцией атомоэлектрической станции.

Рис. 2 — Регенеративные термические схемы (вторичная циркуляция).

Рис. 3. — Изменение чистого к.п.д. атомоэлектрической станции η_n в зависимости от температуры охлаждающего вещества при входе в ядерный реактор t_1 для различных хладоносителей.

Рис. 4. — Изменение к.п.д. нетто η_n в зависимости от t_1 при различных температурах регенеративного подогрева воды.

Рис. 5. — Изменение величины ψ в зависимости от начального давления пара p_0 при температуре пара $t_0 = 370°C$ ($t_2 = 400°C$)

DÉTERMINATION DE LA TEMPÉRATURE OPTIMUM DE L'AGENT RÉFRIGÉRANT À SON ENTRÉE DANS UN RÉACTEUR NUCLÉAIRE DE PUISSANCE

RÉSUMÉ

Le schéma à double circuit, où l'agent primaire sert à extraire la chaleur dégagée dans le réacteur nucléaire et l'agent secondaire (l'eau) parcourt le cycle thermodynamique de l'installation énergétique, trouve un domaine étendu d'application dans la construction des réacteurs nucléaires de puissance.

En se servant des diverses variantes de calcul, les auteurs analysent l'influence de la température t_1 de l'agent primaire à son entrée dans le réacteur nucléaire sur le rendement net d'un réacteur de puissance, en fonction de sa nature. A ces fins, ils ont pris en considération, en tant qu'agents réfrigérants, le bioxyde de carbone, l'hélium, les polyphényles et l'eau, et recommandent une formule qui, déduite par des considérations thermodynamiques, permette de déterminer, d'une manière simple, la valeur optimum du paramètre t_1.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma thermique à double circuit d'un réacteur de puissance.

Fig. 2. — Schéma thermique régénérateur (circuit secondaire).

Fig. 3. — Variation du rendement net η_n d'un réacteur de puissance en fonction de la température t_1 de l'agent réfrigérant à son entrée dans le réacteur nucléaire, pour divers agents réfrigérants.

Fig. 4. — Variation du rendement net η_n en fonction de t_1 pour diverses températures de réchauffage régénérateur de l'eau.

Fig. 5. — Variation de la grandeur ψ en fonction de la pression initiale p_0 de la vapeur d'eau, au cas où la température de cette vapeur est $t_0 = 370°C$ ($t_2 = 400°C$).

BIBLIOGRAFIE

1. D. D. KALAFATI, *Основы теории регенеративных циклов паросиловых установок высокого давления*. Труды МЭИ, **XI**, 53 (1953).
2. P. FORTESCUE. *Некоторые характеристики систем газового охлаждения реакторов*. Вопросы ядерной энергетики, *5* (1957).
3. D. GRECOV, *Consideraţii asupra alegerii presiunii iniţiale optime în centrale termoelectrice de mare putere cu parametrii înalţi*. Energetica, **VII**, *5* (1959).
4. W. R. WOOTON, A. J. TAYLOR, N. G. WORLEY, *Steam cycles for gas-cooled reactors*. Lucările conf. a II-a pentru Utilizarea energiei atomice în scopuri paşnice, Geneva, 16 iulie 1958.

CALCULUL PROCESULUI DE SUPRAALIMENTARE PRIN TURBOCOMPRESOR LA MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ ÎN PATRU TIMPI *)

DE

G. BĂRĂNESCU

1. INTRODUCERE

Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă cu ajutorul unui compresor antrenat de o turbină care funcţionează cu gazele evacuate de motor are o răspîndire tot mai mare, datorită faptului că procedeul permite recuperarea unei părţi apreciabile din energia conţinută de gazele evacuate de motor şi o creştere a puterii litrice a motorului, fără complicaţii constructive însemnate.

Procesul de supraalimentare depinde de un mare număr de factori, care se condiţionează reciproc. Din această cauză, stabilirea valorilor optime ale factorilor se face pe cale experimentală, prin încercări lungi şi costisitoare. Încercările se reduc mult dacă în prealabil se determină prin calcul valori ale factorilor principali cît mai apropiate de valorile optime.

Din literatură [1], [2], [3], se cunosc metode de calcul ale procesului de supraalimentare. Aceste metode folosesc un mare număr de ipoteze simplificatoare, ca de exemplu considerarea aproximativă a variaţiei căldurilor specifice cu temperatura, neglijarea modificării compoziţiei gazelor care pătrund în turbină, simplificarea ecuaţiilor de calcul în vederea integrării lor etc. Din acest motiv rezultatele calculului se depărtează de situaţia reală, şi ca urmare scopul calculului nu mai este atins.

În articol se prezintă o metodă de calcul a procesului de supraalimentare la motoarele în patru timpi, care, în comparaţie cu metodele existente, se bazează pe mai puţine ipoteze simplificatoare. Calculul este făcut cu ajutorul unor diagrame termodinamice, valabile pentru o anumită categorie de combustibili, oricare ar fi condiţiile de funcţionare ale moto-

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 29 martie 1961.

rului; datorită acestui fapt volumul calculului este mult redus. Se presupune că presiunea gazelor din cilindrii motorului și din colectoarele de evacuare depinde numai de timp. Presiunea gazelor în avalul ajutajelor turbinei este presupusă cunoscută din calculul termodinamic al turbinei. Mai întîi se arată metoda de calcul la sistemele cu presiune variabilă în colectorul de evacuare, și apoi la sistemele cu presiune constantă în colectorul de evacuare.

2. CALCULUL PROCESULUI DE SUPRAALIMENTARE LA SISTEMUL CU PRESIUNE VARIABILĂ ÎN COLECTORUL DE EVACUARE

La sistemul de supraalimentare cu presiune variabilă în colectorul de evacuare, cilindrii motorului sînt racordați la mai multe colectoare, astfel ca evacuările lor să se suprapună cît mai puțin. În acest caz, energia cinetică pe care o au gazele după ieșirea din cilindru, este folosită de turbină.

Cilindrii motorului fiind identici și avînd același reglaj al distribuției, calculul trebuie făcut numai pentru o grupă de cilindri care evacuează gazele în același colector.

Datorită împărțirii evacuărilor, într-un colector debitează simultan cel mult doi cilindri; la unul din cilindri se poate produce evacuarea gazelor arse și admisia fluidului proaspăt, iar la celălalt cilindru numai evacuarea gazelor arse.

Se folosesc următoarele notații:

p — presiune [kgf/m^2];
V — volum [m^3];
v — volumul specific [m^3/kg];
T — temperatură absolută [°K];
u — energie internă specifică [kcal/kg];
U — energie internă [kcal];
i — entalpie specifică [kcal/kg];
s — entropie specifică [kcal/kg°K];
G — cantitate de substanță [kg];
R — constanta gazului [kgm/kg grd];
$\varkappa$ — raportul căldurilor specifice [—];
A — echivalentul termic al lucrului mecanic [kcal/kgm];
Q — cantitate de căldură [kcal];
α — coeficientul de convecție [kcal/m^2.h.grd];
λ — coeficientul de conductibilitate [kcal/m^2.h.grd/m];
δ — grosimea peretelui [m];
F — suprafața de schimb de căldură [m^2];
f — secțiunea de scurgere [m^2];
μ — coeficient de debit [—];
w — viteza [m/s];
w_{p_m} — viteza medie a pistonului [m/s];
n — turația motorului [rot/min];
θ — unghiul de rotație al arborelui cotit [°];

g — accelerația gravitației [m/s²];
τ — timp [h].

Indicii au următoarea semnificație : r — răcire, pr — fluid proaspăt, g — gaze de ardere, am — amestec format din fluid proaspăt și gaze de ardere, a — admisie, e — evacuare, c — colector, t — turbină. Ceilalți indici sînt arătați în figura 1.

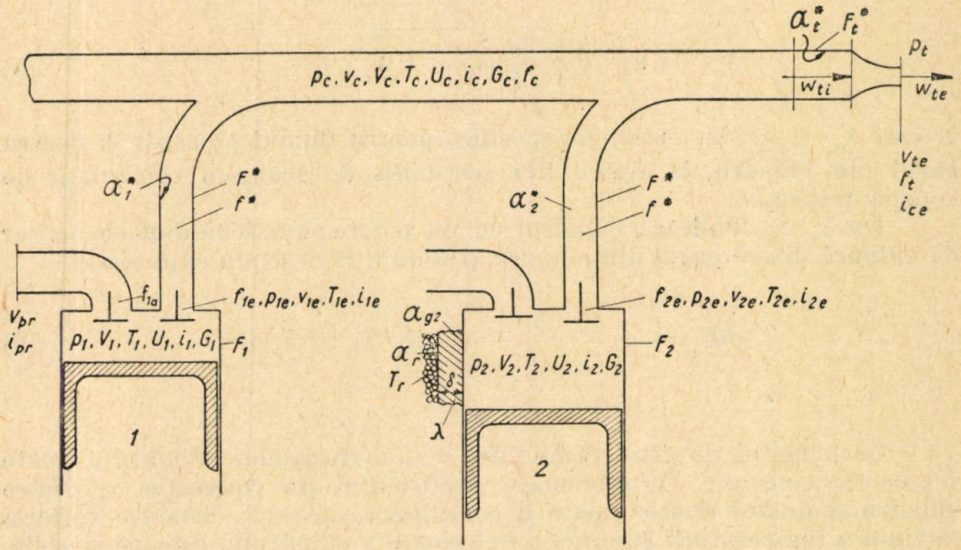


Fig. 1. — Schemă pentru stabilirea ecuațiilor de calcul.

Pentru cilindrul *1*, în care se presupune că are loc evacuarea amestecului din cilindru (gaze arse și fluid proaspăt) și admisia fluidului proaspăt, variația elementară a energiei interne a gazului din cilindru are expresia

$$dU_1 = -dQ_{r_1} - Ap_1 dV_1 - i_1 dG_{1_{am}} + i_{pr} \cdot dG_{1_{pr}}. \tag{1}$$

Cantitățile elementare de gaze schimbate cu exteriorul sînt date de formulele

$$dG_{1_{pr}} = 3\,600 \frac{\mu_{1_a} \cdot f_{1_a} \cdot w_{pr_a}}{v_{pr_a}} d\tau, \tag{2}$$

$$dG_{1_{am}} = 3\,600 \frac{\mu_{1_e} \cdot f_{1_e} \cdot w_{1_e}}{v_{1_e}} d\tau, \tag{3}$$

unde w_{pr_a} și v_{pr_a} sînt respectiv viteza și volumul specific ale fluidului proaspăt la ieșirea din secțiunea de scurgere controlată de supapa de admisie, iar w_{1_e} și v_{1_e} viteza și volumul specific ale gazului din cilindrul *1* la ieșirea din secțiunea de scurgere controlată de supapa de evacuare; coeficientul

3 600 rezultă din faptul că timpul este exprimat în ore, iar viteza în metri pe secundă.

Considerînd că scurgerea gazelor are loc adiabatic, vitezele de scurgere au expresiile

$$w_{pr_a} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_{pr} - i_{pr_a})}, \tag{4}$$

$$w_{1_e} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_1 - i_{1_e})}, \tag{5}$$

în care i_{pr_a} și i_{1_e} sînt entalpiile specifice pentru fluidul proaspăt și pentru gazul din cilindru, la ieșirea din secțiunea de scurgere controlată de supapa respectivă.

Dacă se asimilează cilindrul cu un perete plan, schimbul elementar de căldură dintre gazul din cilindru și fluidul răcitor are expresia

$$dQ_{r_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{g_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F_1 (T_1 - T_r)\, d\tau. \tag{6}$$

Coeficientul de conductibilitate λ al materialului cilindrului poate fi socotit constant. De asemenea, coeficientul de convecție α_r dintre cilindru și fluidul răcitor poate fi considerat constant, deoarece variația în timp a temperaturii suprafeței exterioare a cilindrului este neglijabilă, iar viteza de scurgere a fluidului răcitor este practic constantă la un regim de funcționare dat. Pentru răcirea cu apă coeficientul α_r se poate calcula din formula

$$\alpha_r = 1\,755\,\{1 + 0{,}015\,[0{,}9\,(T_r - 273) + t_{ce}]\} \cdot w_r^{0,27} \cdot D_e^{-0,13},$$

în care s-a notat

t_{ce} — temperatura medie a apei de răcire [°C];
w_r — viteza apei de răcire [m/s];
D_e — diametrul exterior al cămășii cilindrului [m].

Coeficientul de convecție gaz-cilindru este variabil. În lipsa unor date experimentale pentru motorul considerat, la calculul evacuării se poate folosi formula [2]

$$\alpha_g = 0{,}0224 \cdot 288{,}3^q \cdot p^q \cdot T^{1-q}(1 + 1{,}24\, w_{p_m}),$$

în care presiunea p și temperatura T a gazelor din cilindru sînt exprimate respectiv în kgf/cm² și °K; exponentul q variază între 0,90 și 0,44, pentru temperaturi cuprinse între 273°K și 3 000 °K.

Prin înlocuirea expresiilor (4) ... (6) în formulele (1) ... (3), și folosind ca variabilă independentă unghiul de rotație al arborelui cotit

$$d\theta = 21\,600 \cdot n \cdot d\tau ,$$

se obține

$$\frac{dU_1}{d\theta} = -\frac{1}{21\,600\,n} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{g_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} \cdot F_1(T_1 - T_r) - A \cdot p_1 \frac{dV_1}{d\theta} -$$

$$- \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}}\,\frac{\mu_{1_e} \cdot f_{1_e}}{v_{1_e}}\, i_1 \sqrt{i_1 - i_{1_e}} + \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}}\,\frac{\mu_{1_a} \cdot f_{1_a}}{v_{pr_a}}\, i_{pr} \sqrt{i_{pr} - i_{pr_a}}, \tag{7}$$

$$\frac{dG_{1_{pr}}}{d\theta} = \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_{1_a} \cdot f_{1_a}}{v_{pr_a}} \sqrt{i_{pr} - i_{pr_a}}, \tag{8}$$

$$\frac{dG_{1_{am}}}{d\theta} = \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_{1_e} \cdot f_{1_e}}{v_{1_e}} \sqrt{i_1 - i_{1_e}} . \tag{9}$$

Pentru cilindrul *2*, în care are loc numai evacuarea gazelor arse, se obțin în mod analog

$$\frac{dU_2}{d\theta} = -\frac{1}{21\,600\,n} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{g_2}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} F_2(T_2 - T_r) - A \cdot p_2 \frac{dV_2}{d\theta} -$$

$$- \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_{2_e} \cdot f_{2_e}}{v_{2_e}} \cdot i_2 \sqrt{i_2 - i_{2_e}}, \tag{10}$$

$$\frac{dG_{2_e}}{d\theta} = \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_{2_e} \cdot f_{2_e}}{v_{2_e}} \sqrt{i_2 - i_{2_e}} . \tag{11}$$

Pentru colectorul de evacuare se neglijează pierderile de viteză produse prin frecări, în care caz energia internă a gazelor care circulă prin colector nu este influențată de energia lor cinetică. Ținînd seama că de la motor la turbină gazele sînt răcite în racordurile cilindrilor și în racordul turbinei, variația elementară a energiei interne a gazelor din colector are următoarea expresie :

$$dU_c = i_{1_e} \cdot dG_{1_{am}} + i_{2_e} \cdot dG_{2_g} - i_c dG_t - dQ_1^* - dQ_2^* - dQ_t^* , \tag{12}$$

în care dQ_1^*, dQ_2^* și dQ_t^* sînt schimburile de căldură respectiv în racordurile cilindrilor și în racordul turbinei.

Cantitatea elementară de gaze scursă prin turbină este dată de formula

$$dG_t^* = 3\,600\,\frac{\mu_t \cdot f_t \cdot w_{t_e}}{v_{t_e}}\, d\tau . \tag{13}$$

Considerînd că destinderea gazelor în ajutajele turbinei decurge adiabatic, viteza gazelor la ieșirea din ajutajele turbinei este

$$w_{t_e} = \sqrt{w_{t_i}^2 + \frac{2g}{A}(i_c - i_{c_e})}. \tag{14}$$

Viteza w_{t_i} pe care o au gazele la intrarea în ajutajele turbinei se obține din condiția de continuitate între colector și turbină

$$\frac{f_c \cdot w_{t_i}}{v_c} = \frac{f_t w_{t_e}}{v_{t_e}}. \tag{15}$$

Din formulele (14) și (15) rezultă

$$w_{t_i} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_c - i_{c_e})} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{f_c}{f_t}\right)^2 \left(\frac{v_{t_e}}{v_c}\right)^2 - 1}}, \tag{16}$$

$$w_{t_e} = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_* - i_{c_e})} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{f_t}{f_c}\right)^2 \left(\frac{v_c}{v_{t_e}}\right)^2}}. \tag{17}$$

Coeficientul de convecție gaz-conductă se poate calcula din relația experimentală [3]

$$\alpha^* = 0{,}0214 \frac{\lambda_g}{\nu^{0,8}} \frac{w^{0,8}}{d_e^{0,2}} = k^* w^{0,8}, \tag{18}$$

în care λ_g [kcal/m².h.grd/m] și ν_g [m²/s] sînt respectiv coeficientul de conductibilitate și viscozitatea cinematică a gazului, w [m/s] viteza de scurgere, iar d_e diametrul echivalent al conductei, care are expresia

$$d_e = \frac{4f}{\Phi},$$

unde f este secțiunea conductei și Φ perimetrul secțiunii.

Pentru determinarea vitezei gazelor la intrarea în colector, se admite că presiunea și temperatura lor în secțiunea finală a racordurilor este egală cu presiunea și temperatura din colector. Din condiția de continuitate rezultă

$$\frac{f_{1_e} \cdot w_{1_e} \cdot p_{1_e}}{T_{1_e}} = \frac{f^* w_1^* p_c}{T_c}, \tag{19}$$

$$\frac{f_{2_e} \cdot w_{2_e} \cdot p_{2_e}}{T_{2_e}} = \frac{f^* \cdot w_2^* \cdot p_c}{T_*}. \tag{20}$$

Considerînd că vitezele de scurgere w_1^*, w_2^* și w_{t_i} determină coeficienții de convecție gaz-conductă, se obține din formulele (16) și (18) . . .(20)

$$\alpha_1^* = k_1^* \left(\sqrt{\frac{2g}{A}} \frac{f_{1_e}}{f^*} \frac{p_{1_e}}{p_c} \frac{T_c}{T_{1_e}} \sqrt{i_1 - i_{1_e}} \right)^{0,8},$$

$$\alpha_2^* = k_2^* \left(\sqrt{\frac{2g}{A}} \frac{f_{2_e}}{f^*} \frac{p_{2_e}}{p_c} \frac{T_c}{T_{2_e}} \sqrt{i_2 - i_{2_e}} \right)^{0,8},$$

$$\alpha_t^* = k_t^* \left[\sqrt{\frac{2g}{A}} \frac{\sqrt{i_c - i_{c_c}}}{\sqrt{\left(\frac{f_c}{f_t}\right)^2 \left(\frac{v_{t_e}}{v_c}\right)^2 - 1}} \right]^{0,8}.$$

Prin explicitarea termenilor din ecuațiile (12) și (13) rezultă

$$\frac{dU_c}{d\theta} = -$$

$$- \frac{1}{21\,600\, n} \left(\frac{F^*}{\frac{1}{\alpha_1^*} + \frac{\delta^*}{\lambda^*} + \frac{1}{\alpha_r}} + \frac{F^*}{\frac{1}{\alpha_2^*} + \frac{\delta^*}{\lambda^*} + \frac{1}{\alpha_r}} + \frac{F_t^*}{\frac{1}{\alpha_t^*} + \frac{\delta_t^*}{\lambda_t^*} + \frac{1}{\alpha_r}} \right) (T_c - T_r) +$$

$$+ \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_{1_e} \cdot f_{1_e}}{v_{1_e}} i_{1_e} \sqrt{i_1 - i_{1_e}} + \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \frac{\mu_{2_e} \cdot f_{2_e}}{v_{2_e}} i_{2_e} \sqrt{i_2 - i_{2_e}} -$$

$$- \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_t \cdot f_t}{v_{t_e}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{f_t}{f_c}\right)^2 \left(\frac{v_c}{v_{t_e}}\right)^2}} \cdot i_c \sqrt{i_c - i_{c_e}}, \tag{21}$$

$$\frac{dG_t}{d\theta} = \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2g}{A}} \cdot \frac{\mu_t \cdot f_t}{v_{t_e}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{f_t}{f_c}\right)^2 \left(\frac{v_c}{v_{t_e}}\right)^2}} \cdot \sqrt{i_c - i_{c_e}}. \tag{22}$$

Procesul cercetat este precizat de ecuațiile (7)—(11), (21) și (22). Pentru integrarea acestor ecuații se reprezintă următoarele diagrame (fig. 2):

— diagramele energiei interne a gazelor din cei doi cilindri și din colector, în funcție de unghiul θ (fig. 2 *a*, *b*, *c*);

— diagramele cantităților de gaze schimbate de cei doi cilindri cu exteriorul și a cantității de gaze care trece prin turbină, în funcție de unghiul θ (fig. 2, *d*, *e*, *f*, *g*).

Deoarece la motoarele supraalimentate cu turbocompresor se folosește baleiajul intern al cilindrului (în vederea intensificării răcirii cilindrului, evacuării mai complete a gazelor reziduale, și reducerii temperaturii gazelor înaintea turbinei), amestecul dintre combustibil și aer se

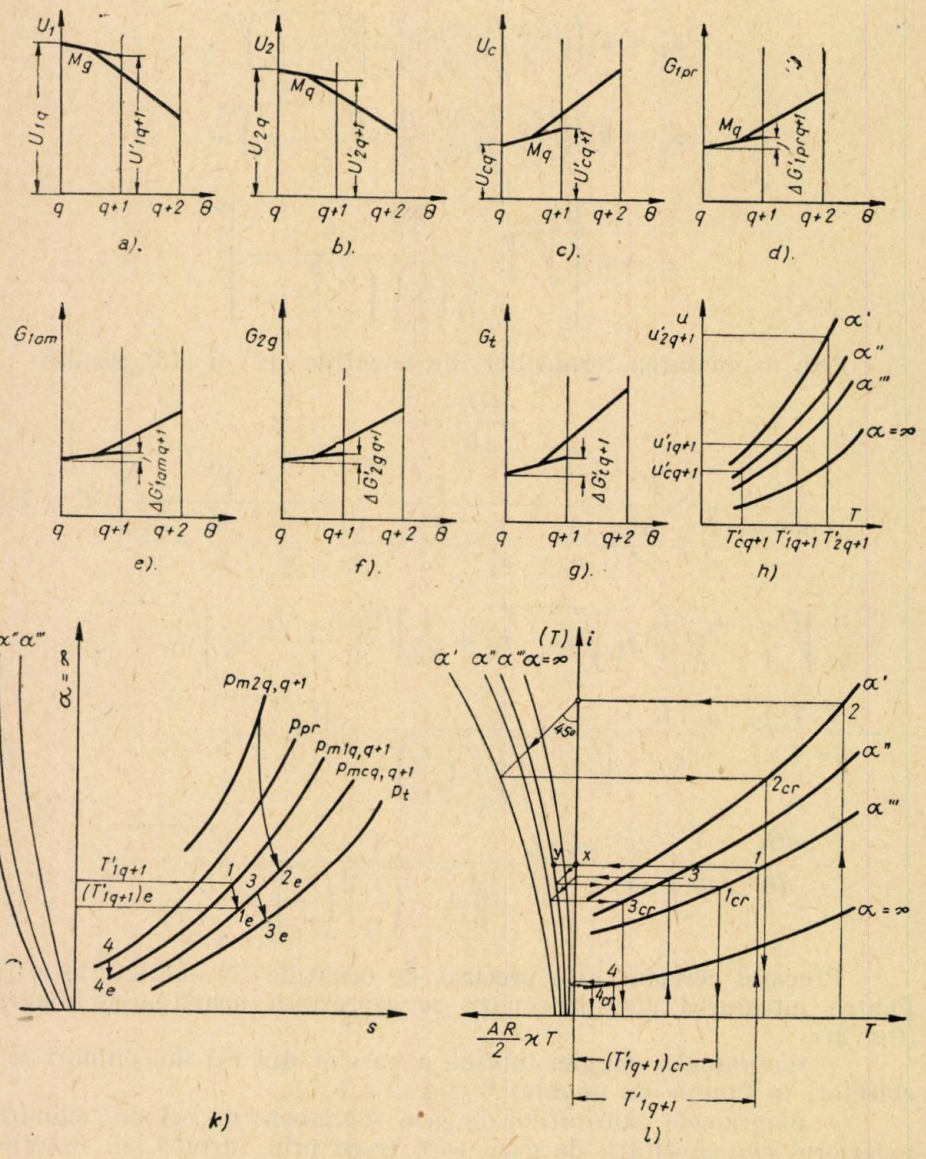


Fig. 2. — Diagrame necesare pentru integrarea ecuațiilor de calcul. Temperaturile în punctele din diagramele *k* și *l* (indicii : *cr* — critic ; *e* — în secțiunea de ieșire la scurgerea în regim subcritic) $1 - T'_{1_{q+1}}$; $1_{cr} - (T'_{1_{q+1}})_{cr}$; $1_e - (T'_{1_{q+1}})_e$; $2 - T'_{2_{q+1}}$; $2_{cr} - (T'_{2_{q+1}})_{cr}$; $2_e - (T'_{2_{q+1}})_e$ $3 - T'_{c_{q+1}}$; $3_{cr} - (T'_{c_{q+1}})_{cr}$; $3_e - (T'_{c_{q+1}})_e$; $4 - T_{pr}$; $4_{cr} - T_{pr_{cr}}$; $4_e - T_{pr_e}$.

formează în interiorul cilindrului; fluidul proaspăt admis în cilindru este deci aerul. Dacă arderea în motor decurge cu exces de aer, se mai reprezintă și următoarele diagrame, necesare pentru determinarea temperaturii gazelor în cei doi cilindri și în colectorul de evacuare, și a variației de entalpie realizată în cursul scurgerii gazelor:

— diagrama energie internă-temperatură pentru un kilogram din gazele rezultate prin arderea combustibilului la diverse valori ale coeficientului excesului de aer (fig. 2 *h*);

— diagrama temperatură-entropie cu axe curbe, pentru un kilomol din gazele de ardere; în această diagramă fiecare axă curbă corespunde unui anumit exces de aer (fig. 2 *k*);

— diagrama entalpie-temperatură pentru un kilogram din gazele rezultate prin arderea combustibilului la diverse valori ale coeficientului excesului de aer (fig. 2 *l*).

În stînga ultimei diagrame se trasează pentru fiecare valoare a coeficientului de aer mărimea $\frac{AR}{2} \varkappa T$, reprezentată pe abscisă la scara entalpiei i, în funcție de temperatură, reprezentată pe ordonată la scara care corespunde entalpiei i; de exemplu, pentru valoarea α''' a coeficientului excesului de aer și pentru temperatura $T'_{1_{q+1}}$, se determină cu ajutorul curbei $i_{(\alpha''')}$ punctul x, și pe orizontală acestui punct se trece la scara entalpiei segmentul xy, egal cu valoarea $\frac{AR_{(\alpha''')}}{2} \varkappa_{(\alpha''')} \cdot T'_{1_{q+1}}$ (fig. 2*k*).

Cu ajutorul diagramelor *k* și *l* din figura 2 se stabilește regimul de scurgere a gazelor și variația de entalpie realizată în cursul scurgerii, care este presupusă adiabată și reversibilă. Ca exemplu se consideră pentru cilindrul 1 momentul în care gazul are compoziție determinată de valoarea α''' a coeficientului excesului de aer, presiunea $p_{m_{1_{q,q+1}}}$ și temperatura $T'_{1_{q+1}}$, presiunea în colectorul de evacuare fiind $p_{mc_{q,q+1}}$. Cu mărimile $p_{m_{1_{q,q+1}}}$ și $T'_{1_{q+1}}$ se fixează în diagrama *k* punctul 1, prin care se duce adiabata reversibilă pînă la izobara $p_{mc_{q,q+1}}$; se obține astfel temperatura $(T'_{1_{q+1}})_e$ pe care ar avea-o gazul la ieșirea din cilindru, dacă destinderea s-ar produce pînă la presiunea $p_{m_{cq,q+1}}$. Plecînd de la temperatura $T'_{1_{q+1}}$ și folosind construcția grafică din diagrama *l*, se obține temperatura $(T'_{1_{q+1}})_{cr}$. Dacă $(T'_{1_{q+1}})_{cr} > (T'_{1_{q+1}})_e$, scurgerea gazului din cilindru în colector are loc în regim supracritic, entalpia specifică a gazului la ieșirea din secțiunea de scurgere controlată de supapa de evacuare fiind egală cu entalpia specifică a punctului 1_{cr}. Dacă $(T'_{1_{q+1}})_{cr} < (T'_{1_{q+1}})_e$, scurgerea are loc în regim subcritic; în acest caz entalpia specifică pe care o are gazul la ieșirea din secțiunea de scurgere controlată de supapa de evacuare se determină în diagrama *l* pe curba α''', cu ajutorul temperaturii $(T'_{1_{q+1}})_e$.

Dacă arderea combustibilului în motor decurge cu exces de aer, și fluidul proaspăt este aerul, diagramele *h*, *k* și *l* din figura 2 pot fi folosite

pentru orice condiții de funcționare, cît timp combustibilul rămîne același. Această proprietate decurge din faptul că un amestec format din aer și gazele obținute prin arderea combustibilului la coeficientul excesului de aer α, are aceeași compoziție ca gazele obținute prin arderea combustibilului la un coeficient al excesului de aer $\alpha_e > \alpha$.

Pentru determinarea coeficientului echivalent α_e al excesului de aer se folosesc următoarele notații:

L_0 — cantitatea teoretică de aer [kmol/kg combustibil];

z — numărul de kilograme de gaze obținute prin arderea unui kilogram de combustibil la coeficientul excesului de aer α [kg/kg combustibil];

G_{pr} — cantitatea de aer prezentă în spațiul considerat [kg];

G_g — cantitatea de gaze arse prezentă în spațiul considerat [kg].

Arderea combustibilului în motor decurge conform ecuației

1 kg combustibil + 28,96 α L_0 kg aer = z kg gaze arse,

sau

$$\frac{G_g}{z} \text{ kg combustibil} + 28{,}96\ \alpha\ L_0 \frac{G_g}{z} \text{ kg aer} = G_g \text{ kg gaze arse.}$$

Dacă în produsele arderii există în plus G_{pr} kilograme de aer, ecuația de ardere este:

$$\frac{G_g}{z} \text{ kg combustibil} + \left(28{,}96\ \alpha\ L_0 \frac{G_g}{z} + G_{pr}\right) \text{kg aer} = G_g \text{ kg gaze arse} + G_{pr} \text{ kg aer,}$$

sau

$$1 \text{ kg combustibil} + \left(28{,}96\ \alpha\ L_0 + \frac{G_{pr}}{G_g} z\right) \text{ kg aer} = z \text{ gaze kg arse} + \frac{G_{pr}}{G_g} z \text{ kg aer.}$$

Cantitatea de aer furnizată combustibilului corespunde coeficientului echivalent al excesului de aer

$$28{,}96\ \alpha_e L_0 = 28{,}96\ \alpha L_0 + \frac{G_{pr}}{G_g} z,$$

din care rezultă

$$\alpha_e = \alpha + \frac{z}{28{,}96\ L_0} \frac{G_{pr}}{G_g}. \tag{23}$$

Cunoscînd cantitățile de fluid proaspăt (aer) și de gaze arse aflate într-un moment oarecare în fiecare cilindru sau în colectorul de evacuare, se poate determina cu formula (23) coeficientul echivalent al excesului de aer din spațiul respectiv, necesar calculelor în diagramele h, k, l din figura 2.

Dacă arderea combustibilului în motor decurge cu lipsa de aer, diagramele h, k și l din figura 2 trebuie să fie raportate la amestecuri formate din aer și gazele rezultate prin arderea combustibilului la coeficientul excesului de aer α la care funcționează motorul. Ca parametru al diagramelor se alege conținutul ξ de fluid proaspăt (aer) din amestec, determinat în cursul calculului prin raportul dintre cantitatea de fluid proaspăt și cantitatea totală de gaze, aflate în momentul considerat în spațiul respectiv

$$\xi = \frac{G_{pr}}{G}.$$

La funcționarea motorului cu un alt exces de aer trebuie folosite diagramele de același tip, construite pentru valoarea respectivă a coeficientului excesului de aer.

★

Integrarea ecuațiilor de calcul se face pe cale grafică în diagramele din figura 2, pentru intervale mici $\Delta\theta$, folosind la fiecare interval valorile medii ale mărimilor care intervin în ecuații, și calculînd progresiv din ecuații pantele tangentelor la curbele respective.

Pentru exemplificarea metodei de integrare se consideră un interval de integrare q, în care cilindrul *1* primește fluid proaspăt și descarcă în colectorul de evacuare amestec de gaze de ardere și fluid proaspăt, cilindrul *2* descarcă în colectorul de evacuare numai gaze de ardere, iar spre turbină curge amestecul de gaze din colector.

La începutul intervalului se cunosc energiile interne U_{1_q}, U_{2_q}, U_{cq}, cantitățile de gaze G_{1_q}, G_{2_q}, G_{c_q}, și compoziția amestecului de gaze din cilindrul 1 și din colectorul de evacuare

$$G_{1_q} = G_{1_{g_q}} + G_{1_{pr_q}},$$

$$G_{c_q} = G_{c_{g_q}} + G_{c_{pr_q}}.$$

Prelungind tangentele de la începutul intervalului (trasate la calculul intervalului precedent) se determină la sfîrșitul intervalului în diagramele $a \ldots g$ valorile medii pe interval

$$U'_{1_{q+1}},\ U'_{2_{q+1}},\ U'_{c_{q+1}},\ \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}},\ \Delta G'_{1_{am_{q+1}}},\ \Delta G'_{2_{g_{q+1}}},\ \Delta G'_{l_{q+1}}.$$

Cantitățile totale de gaze din cei doi cilindri și din colectorul de evacuare, medii pe interval sînt

$$G'_{1_{q+1}} = G_{1_q} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}} - \Delta G'_{1_{am_{q+1}}},$$

$$G'_{2_{q+1}} = G_{2_q} - \Delta G'_{2_{g_{q+1}}},$$

$$G'_{c_{q+1}} = G_{c_q} + \Delta G'_{1_{am_{q+1}}} + \Delta G'_{2_{g_{q+1}}} - \Delta G'_{l_{q+1}}.$$

Pentru cilindrul *1* se consideră că în colectorul de evacuare se scurge un amestec de gaze, a cărui compoziție este determinată de gazele prezente în cilindru la începutul intervalului, și de fluidul proaspăt care a pătruns în cilindru; în acest caz, valorile medii pe interval ale cantităților de gaze de ardere și de fluid proaspăt aflate în cilindru, și ale cantităților de gaze de ardere și de fluid proaspăt scurse în colectorul de evacuare, sînt date de formulele

$$G'_{1_{g_{q+1}}} = G_{1_{g_q}} \left(1 - \frac{\Delta G'_{1_{am_{q+1}}}}{G_{1_q} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}}\right), \tag{24}$$

$$G'_{1_{pr_{q+1}}} = (G_{1_{pr_q}} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}) \left(1 - \frac{\Delta G'_{1_{am_{q+1}}}}{G_{1_q} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}}\right), \tag{25}$$

$$\Delta G'_{1_{g_{q,q+1}}} = G_{1_{g_q}} \frac{\Delta G'_{1_{am_{q+1}}}}{G_{1_q} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}},$$

$$\Delta G'_{1_{pr_{q,q+1}}} = (G_{1_{pr_q}} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}) \frac{\Delta G'_{1_{am_{q+1}}}}{G_{1_q} + \Delta G'_{1_{pr_{q+1}}}}.$$

În colectorul de evacuare, cantitățile de gaze de ardere și de fluid proaspăt medii pe interval (ținînd seama de gazele sosite din cei doi cilindri și de gazele evacuate în turbină) sînt

$$G'_{c_{g_{q+1}}} = (G_{c_{g_q}} + \Delta G'_{1_{g_{q,q+1}}} + \Delta G'_{2_{g_{q+1}}}) \left(1 - \frac{\Delta G'_{t_{q+1}}}{G_{c_q} + \Delta G'_{1_{am_{q+1}}} + \Delta G'_{2_{g_{q+1}}}}\right), \tag{26}$$

$$G'_{c_{pr_{q+1}}} = (G_{c_{pr_q}} + \Delta G'_{1_{pr_{q,q+1}}}) \left(1 - \frac{\Delta G'_{t_{q+1}}}{G_{c_q} + \Delta G'_{1_{am_{q+1}}} + \Delta G'_{2_{g_{q+1}}}}\right). \tag{27}$$

Energiile interne specifice medii pe interval sînt

$$u'_{1_{q+1}} = \frac{U'_{1_{q+1}}}{G'_{1_{q+1}}}; \quad u'_{2_{q+1}} = \frac{U'_{2_{q+1}}}{G'_{2_{q+1}}}; \quad u'_{c_{q+1}} = \frac{U'_{c_{q+1}}}{G'_{c_{q+1}}}.$$

Cu aceste valori ale energiilor interne specifice se determină în diagrama h temperaturile medii pe interval

$$T'_{1_{q+1}}, \quad T'_{2_{q+1}}, \quad T'_{c_{q+1}},$$

folosind curbele care corespund compoziției medii pe interval a gazului din spațiul respectiv; în cilindrul *2* există numai gaze de ardere, iar în cilindrul 1 și în colectorul de evacuare compoziția gazului este precizată de cantitățile de gaze de ardere și de fluid proaspăt, date de formulele (24) și (25), respectiv (26) și (27).

Presiunile medii pe interval se calculează din ecuația de stare a gazelor perfecte

$$p_{m_{1_{q,q+1}}} = \frac{G'_{1_{q+1}} \cdot R_{m_{1_{q,q+1}}} \cdot T'_{1_{q+1}}}{V_{m_{1_{q,q+1}}}},$$

$$p_{m_{2_{q,q+1}}} = \frac{G'_{2_{q+1}} \cdot R_g \cdot T'_{2_{q+1}}}{V_{m_{2_{q,q+1}}}},$$

$$p_{m_{c_{q,q+1}}} = \frac{G'_{c_{q+1}} \cdot R_{m_{c_{q,q+1}}} \cdot T'_{c_{q+1}}}{V_c},$$

unde $V_{m_{1_{q,q+1}}}$ și $V_{m_{2_{q,q+1}}}$ sînt valorile medii pe interval ale volumelor cilindrilor *1* și *2*, R_g constanta gazelor de ardere, iar $R_{m_{1_{q,q+1}}}$ și $R_{m_{c_{q,q+1}}}$ valorile medii pe interval ale constantelor amestecurilor de gaze din cilindrul *1* și din colectorul de evacuare, care se calculează cu formulele

$$R_{m_{1_{q,q+1}}} = \frac{G'_{1_{g_{q+1}}} \cdot R_g + G'_{1_{pr_{q+1}}} \cdot R_{pr}}{G'_{1_{g_{q+1}}} + G'_{1_{pr_{q+1}}}},$$

$$R_{m_{c_{q,q+1}}} = \frac{G'_{c_{g_{q+1}}} \cdot R_g + G'_{c_{pr_{q+1}}} \cdot R_{pr}}{G'_{c_{g_{q+1}}} + G'_{c_{pr_{q+1}}}}.$$

Cu valorile medii pe interval ale presiunilor și temperaturilor, se stabilesc în diagramele *k* și *l* valorile medii pe interval ale entalpiilor specifice ale gazelor din spațiile respective, și variația de entalpie realizată în cursul fiecărei scurgeri.

Cu aceste valori medii și cu media pe interval a celorlalte mărimi, se determină din ecuațiile de calcul noi valori ale pantei tangentelor la curbele respective, cu care se duc în diagramele $a \cdots g$, prin mijlocul M_q al intervalului de integrare, dreptele care precizează la sfîrșitul intervalului valorile mărimilor respective.

Pentru începerea calculului, se consideră o stare inițială aproximativă în colectorul de evacuare, de exemplu presiunea și temperatura medie din cursul unei destinderi adiabate și reversibile pînă la presiunea atmosferică a gazelor evacuate de un cilindru și o compoziție corespunzătoare gradului de baleiere internă a cilindrilor, aproximat pentru motorul respectiv. Se efectuează calculul din momentul deschiderii supapei de evacuare a unui cilindru; la începutul evacuării cilindrului următor se poate considera că procesul în colector a intrat în regim.

Efectuînd calculul pentru valorile alese ale presiunii de admisie și ale reglajului distribuției, se poate stabili cantitatea de aer necesară motorului și lucrul mecanic L_t produs de turbină, verificîndu-se și egalitatea dintre acest lucru mecanic, și lucrul mecanic L_c cerut de compresor. Dacă $L_t > L_c$, se poate mări presiunea de admisie sau durata baleiajului intern al cilin-

drilor. Dacă $L_t < L_c$, trebuie să se modifice presiunea de admisie sau fazele distribuției, pînă la îndeplinirea condiției energetice $L_t = L_c$.

Cunoașterea variației presiunii și temperaturii din colectorul de evacuare permite stabilirea perioadei optime de suprapunere a fazelor distribuției, și determinarea regimului termic al turbinei. Prin repetarea calculului la diverse presiuni de admisie și la diverse reglaje ale fazelor distribuției, se poate stabili soluția optimă din punctul de vedere al puterii și economicității motorului, și din punctul de vedere al regimului termic al motorului și turbinei.

3. CALCULUL PROCESULUI DE SUPRAALIMENTARE LA SISTEMUL CU PRESIUNE CONSTANTĂ ÎN COLECTORUL DE EVACUARE

La sistemul de supraalimentare cu presiune constantă în colectorul de evacuare, cilindrii motorului evacuează gazele într-un colector comun, din care este alimentată turbina. Datorită volumului relativ mare al colectorului și datorită suprapunerii evacuărilor cilindrilor, se stabilește în colector o presiune constantă. Secțiunea racordurilor dintre cilindri și colector fiind mult mai mică decît secțiunea colectorului, scurgerea gazelor prin colector este intens turbulentă, din care cauză cea mai mare parte a energiei cinetice pe care o au gazele la ieșirea din cilindri se transformă în căldură. Practic, înaintea ajutajelor turbinei presiunea gazelor este constantă, iar viteza lor neglijabilă.

Față de cazul precedent calculul supraalimentării diferă numai pentru colector. Considerînd că energia cinetică a gazelor care intră în colector se transformă integral în căldură, ecuația (12) devine

$$dU_c = \sum_1 i_1 dG_{1_{am}} + \sum_2 i_2 dG_{2_g} - i_c dG_t - \sum_1 dQ_1^* - \sum_2 dQ_2^* - dQ_t^*, \qquad (28)$$

sumele fiind extinse la toți cilindrii care evacuează gazele în momentul respectiv; indicele 1 arată cilindrii în care se execută simultan admisia și evacuarea, iar indicele 2 arată cilindrii în care se execută numai evacuarea. Prin explicitarea termenilor din ecuație (28) se obține

$$\frac{dU_c}{d\theta} = -\frac{1}{21\,600\,n}\left[\sum_1 \frac{F^*}{\frac{1}{\alpha_1^*}+\frac{\delta^*}{\lambda^*}+\frac{1}{\alpha_r}} + \sum_2 \frac{F^*}{\frac{1}{\alpha_2^*}+\frac{\delta^*}{\lambda^*}+\frac{1}{\alpha_r}} + \right.$$

$$\left. + \frac{F_t^*}{\frac{1}{\alpha_t^*}+\frac{\delta^*}{\lambda_t^*}+\frac{1}{\alpha_r}}\right](T_c - T_r) + \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}}\cdot\sum_1\left(\frac{\mu_{1_e}\cdot f_{1_e}}{v_{1_e}}\cdot i_1\sqrt{i_1 - i_{1_e}}\right) +$$

$$+ \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}}\cdot\sum_2\left(\frac{\mu_{2_e}\cdot f_{2_e}}{v_{2_e}}\cdot i_2\sqrt{i_2 - i_{2_e}}\right) -$$

$$- \frac{1}{6n}\sqrt{\frac{2g}{A}}\cdot\frac{\mu_t\cdot f_t}{v_{t_e}}\cdot\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{f_t}{f_c}\right)^2\left(\frac{v_c}{v_{t_e}}\right)^2}}\cdot i_c\sqrt{i_c - i_{c_e}}. \qquad (29)$$

Calculul se efectuează ca în cazul supraalimentării cu presiune variabilă în colectorul de evacuare, folosind ecuația (29) în locul ecuației (21). La determinarea compoziției gazului din colectorul de evacuare se ține seama de gazele sosite din cilindri care se descarcă în colector în momentul respectiv.

CONCLUZII

Metoda de calcul expusă prezintă avantajul considerării cu o bună precizie a fenomenelor principale care determină procesul de schimbare a încărcăturii, la motoarele cu ardere internă supraalimentate cu turbocompresor.

Prin efectuarea calculelor la diverse reglaje ale fazelor distribuției și la diverse presiuni de supraalimentare, se pot determina valorile optime ale acestor parametri. Astfel, numărul de încercări la care trebuie supus prototipul se reduce mult, deoarece reglajele definitive se situează aproape de reglajele obținute prin calcul.

La motoarele în care arderea combustibilului are loc cu exces de aer, calculele sînt simplificate prin faptul că aceleași diagrame de calcul (fig. 2 *j*, *k*, *l*) pot fi folosite pentru orice condiții de funcționare. Deoarece în majoritatea cazurilor motoarele cu ardere internă funcționează cu combustibili lichizi de proveniență petroliferă, a căror compoziție chimică diferă puțin de la un combustibil la altul, diagramele de calcul, odată construite, sînt practic valabile pentru orice motor și pentru orice combustibil lichid de proveniență petroliferă.

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА СВЕРХПИТАНИЯ ЧЕРЕЗ ТУРБОКОМПРЕССОР ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

РЕЗЮМЕ

Излагается метод расчета процесса изменения нагрузки четырехтактных двигателей внутреннего сгорания, сверхпитаемых через турбокомпрессор. Прежде всего метод применяется для двигателей переменного давления в выпускном коллекторе и затем для двигателей постоянного давления в выпускном коллекторе.

В расчетах рассматриваются регулирование фаз распределения, изменение теплоемкостей с температурой, изменение состава от смешивания воздуха с отработанными газами и теплообмены между газами и охлаждающей жидкостью.

Расчетные уравнения интегрируются графическим путем. Построенные расчетные диаграммы двигателей, у которых имеет место горение топлива с избытком воздуха, остаются справедливыми для любого двигателя и любого жидкого топлива нефтяного происхождения.

Путем выполнения расчетов при различных регулированиях фаз распределения и разных давлениях сверхпитания, можно определить оптимальные значения этих параметров. Так число испытаний, которым должен подтвергаться прототип, значительно уменьшается, так как окончательные регулирования приближаются к регулированиям, полученным расчетным путем.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема для установления расчетных уравнений.

Рис. 2. — Диаграммы, необходимые для интегрирования расчетных уравнений. Температуры в точках k и l диаграммы (индексы: cr — критический; e — в выходном сечении при течении в докритическом режиме): $1 - T'_{1_{q+1}}$; $1_{cr} - (T'_{1_{q+1}})_{cr}$; $1_e - (T'_{1_{q+1}})_e$; $2 - T'_{2_{q+1}}$; $2_{cr} - (T'_{2_{q+1}})_{cr}$; $2_e - (T'_{2_{q+1}})_e$; $3 - T'_{c_{q+1}}$; $3_{cr} - (T'_{c_{q+1}})_{cr}$; $3_e - (T'_{c_{q+1}})_e$; $4 - T_{pr}$; $4_{cr} - T_{pr_{cr}}$; $4_e - T_{pr_e}$.

CALCUL DU PROCESSUS DE SURALIMENTATION PAR TURBOCOMPRESSEUR DES MOTEURS À COMBUSTION INTERNE, À QUATRE TEMPS

RÉSUMÉ

L'auteur présente une méthode pour le calcul du processus de l'échange de la charge, dans le cas des moteurs à combustion interne, à quatre temps, suralimentés au moyen de turbocompresseurs. La méthode est d'abord appliquée aux moteurs à pression variable dans le collecteur d'évacuation et ensuite aux moteurs à pression constante dans le collecteur d'évacuation.

Les grandeurs considérées dans les calculs sont : le réglage des phases de la distribution ; la variation avec la température des chaleurs spécifiques ; le changement de la composition dû au mélange de l'air avec les gaz brûlés ; et les échanges de chaleur entre les gaz et le fluide réfrigérant.

Les équations de calcul sont intégrées par un procédé graphique. Dans le cas des moteurs où la combustion a lieu avec un excès d'air, les diagrammes de calcul, une fois construits, sont valables pour tous les moteurs et pour tous les combustibles liquides dérivés des pétroles.

En effectuant les calculs correspondant aux divers réglages des phases de distribution et aux diverses pressions de suralimentations, on peut déterminer les valeurs optima de ces paramètres. De cette façon, le nombre d'essais auxquels le prototype doit être soumis, est beaucoup réduit, puisque les réglages définitifs sont bien voisins des réglages fournis par le calcul.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma pour établir les équations de calcul.

Fig. 2. – Diagrammes nécessaires pour intégrer les équations de calcul. Températures aux points se trouvant dans les diagrammes *k* et *l* (indices : *cr* — critique ; *e* — dans la section de sortie dans le cas de l'écoulement en régime sous-critique). $1 - T'_{1_{q+1}}$; $1_{cr} - (T'_{1_{q+1}})_{cr}$; $1_e - (T'_{1_{q+1}})_e$; $2 - T'_{2_{q+1}}$; $2_{cr} - (T'_{2_{q+1}})_{cr}$; $2_e - (T'_{2_{q+1}})_e$; $3 - T'_{c_{q+1}}$; $3_{cr} - (T'_{c_{q+1}})_{cr}$; $3_e - (T'_{c_{q+1}})_e$; $4 - T_{pr}$; $4_{cr} - T_{pr_{cr}}$; $4_e - T_{pr_e}$.

BIBLIOGRAFIE

1. Н. М. Глаголев, *Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.* Машгиз, Москва, 1950.
2. H. List, *Der Ladungswechsel der Verbrennungskraftmaschine*, III, Springer, Wien, 1952.
3. А. Е. Симсон, *Газотурбинный надув дизелей.* Машгиз, 1958.

INFLUENŢA UNOR PARAMETRI CONSTRUCTIVI ASUPRA FUNCŢIONĂRII TURBIONATORULUI FRIGORIFIC*)

DE

I. SPAHIU şi I. CSERVENY

Descoperirea efectului separării termice turbionare a gazului în două componente de către G. Ranque în 1931 a fost urmată după 1946 de numeroase cercetări, care îşi propuneau ca scop fie simpla reproducere a fenomenului, fie explicarea calitativă sau chiar cantitativă a proceselor care au loc în interiorul „tubului Ranque", denumit în această lucrare „turbionator frigorific". Încercările experimentale reflectă tendinţa de a construi aparate cu performanţe din ce în ce mai bune în ceea ce priveşte producţia de frig, temperaturile minime atinse sau diferenţa maximă între temperaturile celor doi curenţi de gaz, şi, dau o serie de indicaţii asupra construcţiei şi dimensiunilor recomandate [1], [2], [3]. Pe aceeaşi linie se situează şi încercările ce vor fi prezentate în această lucrare, realizate cu un turbionator frigorific de dimensiuni mari, funcţionînd pe gaz metan. Informaţiile de natură constructivă obţinute pot fi utile pentru dimensionarea turbionatoarelor, deoarece în ultimul timp se întrevăd unele posibilităţi de aplicare tehnică a lor [4].

1. INSTALAŢIA EXPERIMENTALĂ

Pentru cercetarea influenţei formei şi dimensiunilor aparatului asupra performanţelor lui, s-a construit şi încercat la staţia experimentală Saroş a Institutului de energetică, un turbionator frigorific, care prin schimbarea unor elemente permite modificarea arhitecturii camerei şi a dimensiunilor lui celor mai importante.

Turbionatorul (fig. 1) este de tipul „în contracurent" : el poate fi alimentat cu gaz metan pînă la presiuni de 40 ata printr-un ajutaj tan-

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în ziua de 19 noiembrie 1959.

gențial convergent dispus perpendicular pe axul camerei de turbionare. Diametrul secțiunii minime a ajutajului tangențial a fost succesiv: $d = 10 : 17$ și 25 mm.

Pătrunzînd în camera cilindrică a aparatului (care are un diametru relativ mare $D = 170$ mm) gazul execută o mișcare de vîrtej și după

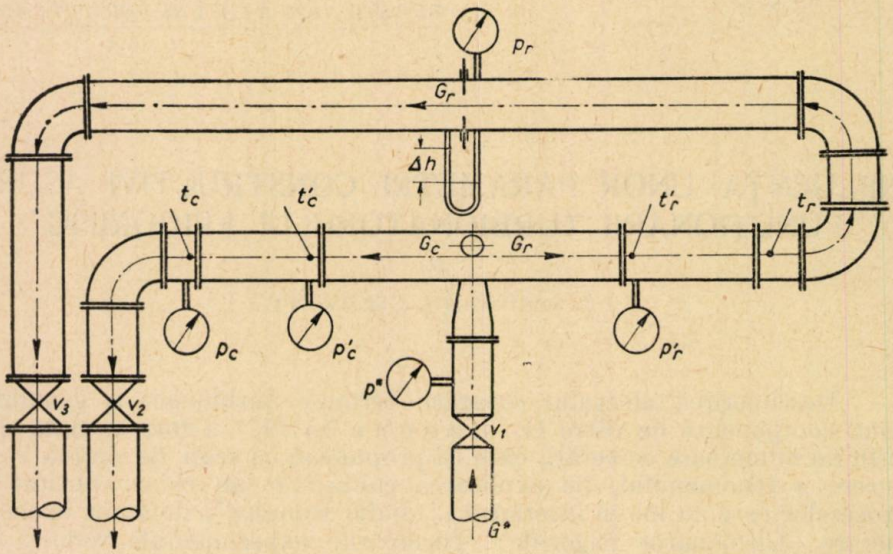


Fig. 1. — Schema bancului experimental.

separarea în două componente este evacuat prin tuburile „cald" ($D_c = 170$ mm) și „rece" ($D_r = 170$ mm).

Forma și lungimea camerei de turbionare au fost modificate prin amplasarea de:

— diafragme cu diametrele interioare

$$\mathcal{D} = 140\,;\ 80\,;\ 60 \text{ și } 40 \text{ mm};$$

— corpuri profilate „masive" cu diametrele minime

$$\mathcal{D} = 80 \text{ și } 40 \text{ mm};$$

— corpuri profilate „cu pereți subțiri" cu diametrele minime

$$\mathcal{D} = 80 \text{ și } 40 \text{ mm}.$$

Aceste obstacole au fost amplasate în cameră la diferite distanțe de planul ajutajului tangențial, delimitînd-o față de tuburile „rece" respectiv „cald".

Dintre numeroasele variante constructive realizabile prin schimbarea elementelor de mai sus au fost încercate efectiv numai un număr limitat, necesar urmăririi sistematice a influenței diferiților parametrii. Astfel, după experimentarea variantei constructive simetrice (fără obstacole în tuburi) s-a trecut la schimbarea arhitecturii tubului „rece" și apoi a ambelor tuburi.

2. REZULTATELE EXPERIENȚELOR

Repartiția debitelor în cele două tuburi de ieșire ale turbionatorului poate fi variată în limite largi modificînd contrapresiunile prin manevra ventilelor V_2 și V_3 (fig. 1). O dată cu modificarea debitelor se schimbă și temperaturile celor doi curenți de gaz.

Pentru compararea variantelor constructive încercate, s-au dovedit

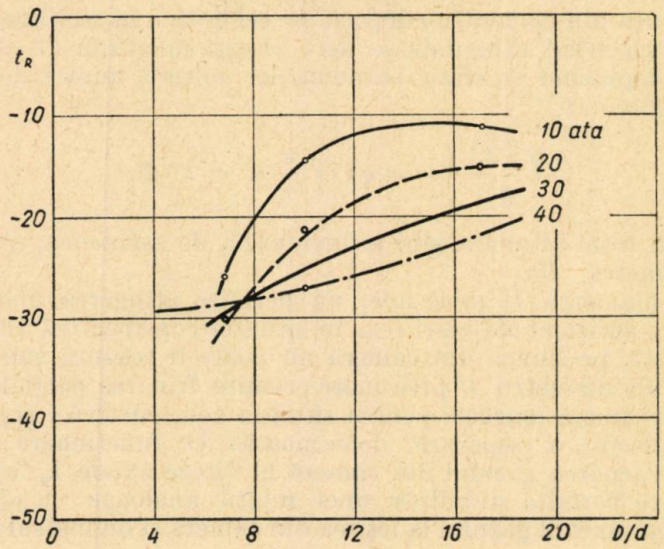


Fig. 2. — Variația temperaturii t_r minime, în funcție de D/d.

a fi utile diagrame (fig. 3, 5, 7, 9, 13) care prezintă dependența temperaturilor t_r și t_c de debitul relativ μ

$$\mu = \frac{G_r}{G^*} \tag{1}$$

sub forma unei familii de curbe (cu parametrul p^*). Interesează în special, valoarea minimă a temperaturii curentului rece $t_{r\,min}$ (și condițiile μ, p^*, p_r la care a fost atinsă) precum și debitul relativ μ, la care temperaturile celor doi curenți sînt egale, întrucît această valoare desparte regimul de funcționare „normală" ($t_c > t_r$) de cel „invers" ($t_c < t_r$) și reflectă gradul de asimetrie funcțională a aparatului.

De asemenea, este interesantă compararea curbelor care reprezintă variația cantității de căldură care trece de la curentul rece la cel cald, Q_{rc}

$$Q_{rc} = \mu\,(1 - \mu)\;(i_c - i_r), \tag{2}$$

în funcție de debitul relativ μ (fig. 11) pentru diferite situații constructive, întrucît această mărime reflectă calitatea procesului de separare din aparat și este în strînsă legătură cu producția lui de frig.

2.1. CORELAȚIA DINTRE GABARITELE APARATULUI ȘI DEBITUL TOTAL

În toate cazurile experimentate, raporturile dintre presiunea inițială a gazului și cea din cameră, au depășit pe cel critic; în secțiunea minimă a ajutajului tangențial atingîndu-se deci viteza sunetului ($\lambda = 1$) iar debitul total depinzînd în afara parametrilor inițiali numai de diametrul secțiunii minime [5]

$$\frac{G\sqrt{T^*}}{p^*} = m\, q(\lambda)\, \frac{\pi}{4} d^2 = k^*\, d^2, \tag{3}$$

Debitul total al aparatului influențează, de asemenea, alegerea diametrului camerei D:

— un diametru D prea mic, nu permite atingerea unor rapoarte de destindere suficient de mari (ex. în situația constructivă III — fig. 3 la $p^* = 40$ ats, presiunea din cameră nu poate fi scăzută sub 1,85 ats);

— iar un diametru D prea mare permite frînarea parțială a curentului chiar în cameră (curbele pentru situația constructivă I și $p^* = 20$ ats — fig. 3 reflectă o separare defectuoasă). O funcționare favorabilă presupune evacuarea gazului din cameră la viteze axiale λ_a aproximativ egale; ceea ce permite stabilirea unei relații analoage cu (3) între debitul total, parametrii gazului la ieșirea din cameră și diametrul ei

$$\frac{G\sqrt{T}}{p} = m\, q(\lambda_a) \frac{\sqrt{\tau(\lambda_a)}}{\pi(\lambda_a)} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = k_D\, D^2. \tag{4}$$

În ecuația (4) factorul k_D este o mărime care variază în limite restrînse spre deosebire de k^* din relația (3) care are o valoare riguros constantă.

Raportul D/d corespunzător unei funcționări favorabile (pentru care în literatură [1], [2], se recomandă anumite valori numerice) depinde deci de raportul de destindere p^*/p

$$\frac{D}{d} = k_D^* \sqrt{\frac{p^*}{p}}, \tag{5}$$

factor care influențează cu ponderea cea mai mare alegerea diametrului D.

Camera turbionatorului avînd în cazul nostru un diametru fix $D = 170$ mm, am efectuat experimentări pentru determinarea optimului raportului D/d prin schimbarea ajutajelor tangențiale $d = 10$; 17 și 25 mm.

Se observă că optimul se atinge la rapoarte D/d mai mici decît cele cuprinse în gama de experimentări, în special la presiuni de intrare

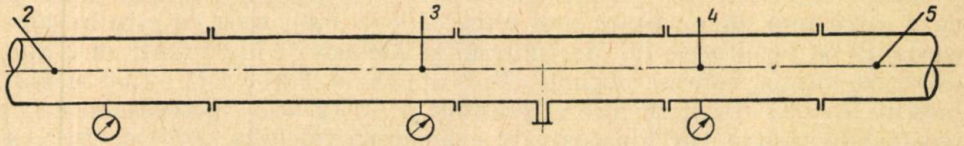


Fig. 4. — Turbionator în „contracurent" simetric.

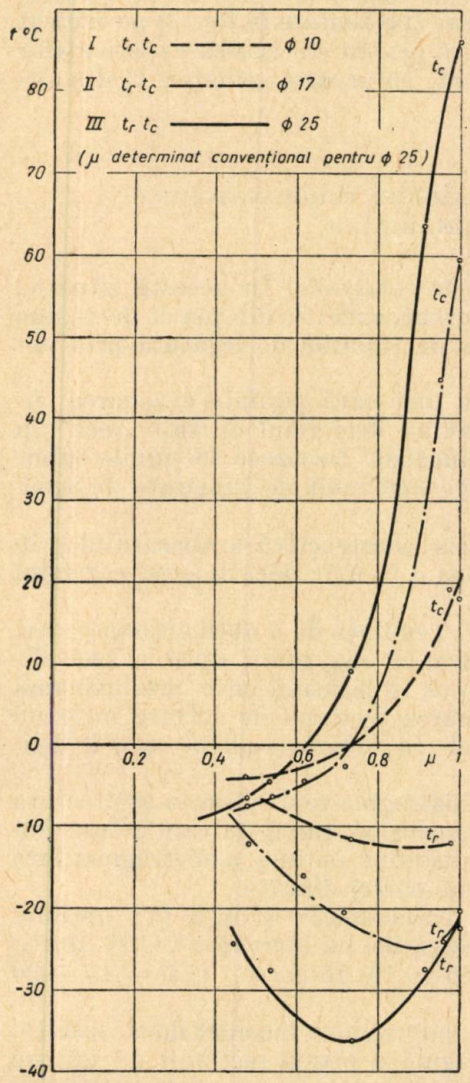


Fig. 3. — Influența raportului D/d asupra temperaturilor t_r și t_c.

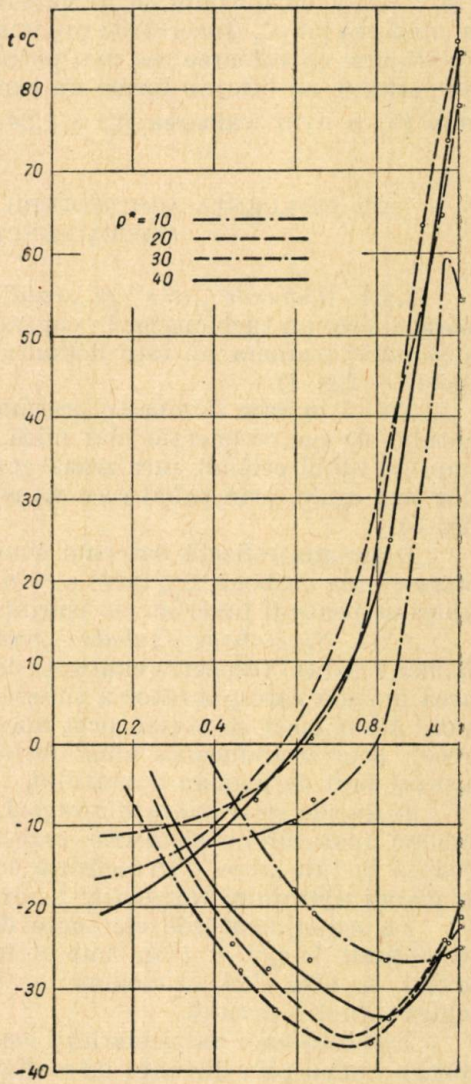


Fig. 5. — Performanțele turbionatorului de tip în „contracurent" simetric.

p^* mici. Dintre cele trei ajutaje tangenţiale încercate s-a constatat că acela cu $d = 25$ mm dă rezultate mai bune ($D/d = 6{,}8$), ceea ce este în concordanţă cu rezultatele lui Martînovski şi Alexeev [2] la tuburi cu 2 ajutaje tangenţiale, care au obţinut (D/d) optim $= 3{,}91$; $4{,}11$; $4{,}66$ la diametrul $D = 9$; 16 şi 28 mm şi presiuni $p^* < 12$ ata. Toroceşnikov [1] recomandă pentru turbionatoare în echicurent valoarea (D/d) optim $= 4$ obţinută la presiunea $p^* = 7$ ata.

Raportul (D/d) optim depinde de raportul de destindere p^*/p, figurile 2 şi 3 arată că optimul se deplasează în sensul creşterii lui D/d o dată cu creşterea lui p^*. Încercările preliminare (prezentate în fig. 3) au indicat $d = 25$ mm ca valoarea cea mai potrivită pentru efectuarea experienţelor comparative cu diferite forme de cameră. În această situaţie, k_D^* din formula (5) a avut valoarea $k_D^* = 1{,}24$.

2.2. INFLUENŢA ARHITECTURII CAMEREI TURBIONATORULUI ASUPRA FUNCŢIONĂRII LUI

2.2.1. *Tuburile „rece" şi „cald" fără obstacole.* În această situaţie, aparatul este un turbionator în contracurent, simetric din punct de vedere constructiv (camera nu este delimitată de tuburile de legătură prin obstacole — fig. 4).

Tubul în care domneşte presiunea mai mică permite evacuarea curentului de gaz cu energie mai mică, avînd deci rolul de tub „rece" în timp ce, tubul celălalt furnizează gaz încălzit. Deoarece secţiunile tuburilor sînt egale, prin tubul rece va curge mai mult de jumătate de debit (fig. 5).

Diagrama reflectă oarecum simetria constructivă a aparatului prin intersectarea curbelor t_r t_c între $\mu = 0{,}3$ şi $\mu = 0{,}5$; deci în acest caz rolul tuburilor poate fi inversat cu uşurinţă.

2.2.2. *Specializarea tubului „rece".* Tendinţa de a obţine temperaturi cît mai scăzute, respectiv cantităţi de frig cît mai mari, duce la specializarea în mod corespunzător a tubului pus în legătură cu o presiune mai mică. Acest efect se obţine prin micşorarea secţiunii de intrare în tubul „rece" prin introducerea unui obstacol cu orificiu central care îl delimitează faţă de camera aparatului.

Influenţa obturării cu diafragmă. Diafragma reprezintă în arhitectura camerei aparatului o asimetrie, care transformă tubul în care a fost introdusă în tub „rece". În legătură cu distanţa optimă a diafragmei faţă de planul ajutajului tangenţial l_r există păreri diferite.

La experimentările efectuate de Toroceşnicov şi alţii [1] optimul s-a obţinut la $l_r/D < l$ în timp ce încercările lui Merculov [3] şi Martînovski şi alţii [2] au condus la $l_r/D = 10$ respectiv $l_r/D = 15 \div 20$ pentru situaţia optimă.

Datorită unor particularităţi constructive s-au încercat două situaţii, diferite numai prin distanţa între diafragmă şi planul secţiunii de intrare $l_r = 250$ şi 350 mm (orificiul diafragmei fiind în ambele cazuri $\mathcal{D} = 40$ mm). În acest fel nu a fost atinsă situaţia optimă realizabilă cu diafragme.

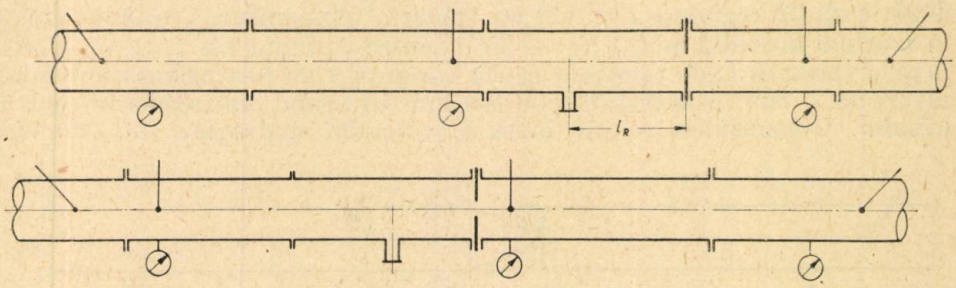


Fig. 6. — Delimitarea camerei cu diafragmă.

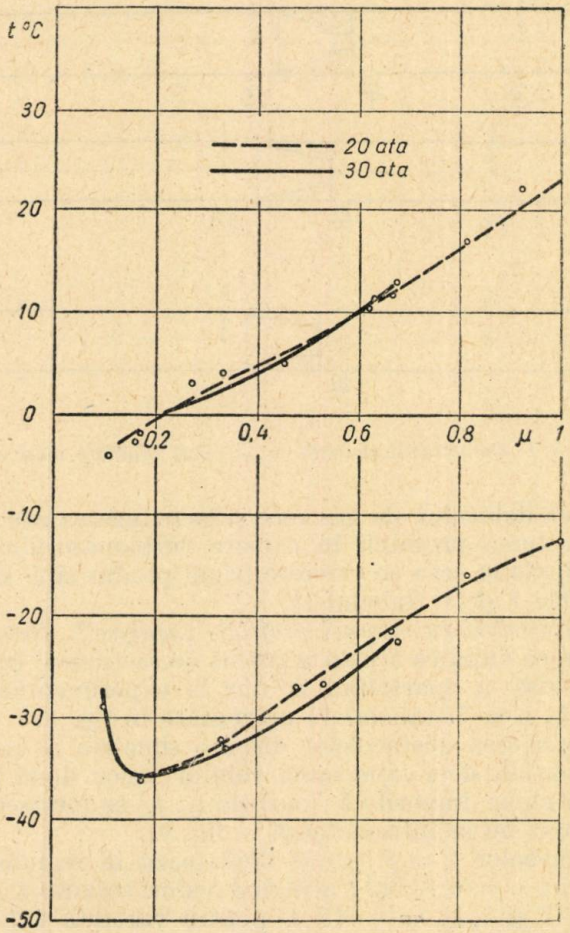


Fig. 7. — Performanţele unui turbionator cu diafragmă pe tubul „rece".

În comparaţie cu camera fără obstacol, minimul pentru curba t_r se deplasează (în regiunea $\mu \approx 0{,}2$) iar valoarea temperaturii t_r minime creşte în mărime absolută la $t_{r\,min} = -36°C$ pentru varianta 2 şi $t_{r\,min} = -38°C$ pentru varianta 3; de remarcat că, la varianta 3 au fost măsurate temperaturi de $-60°C$ la o distanţă de 100 mm în avalul diafragmei în centrul tubului. Dimensiunea relativ mică a orificiului diafragmei $\mathcal{D} = 40$ mm

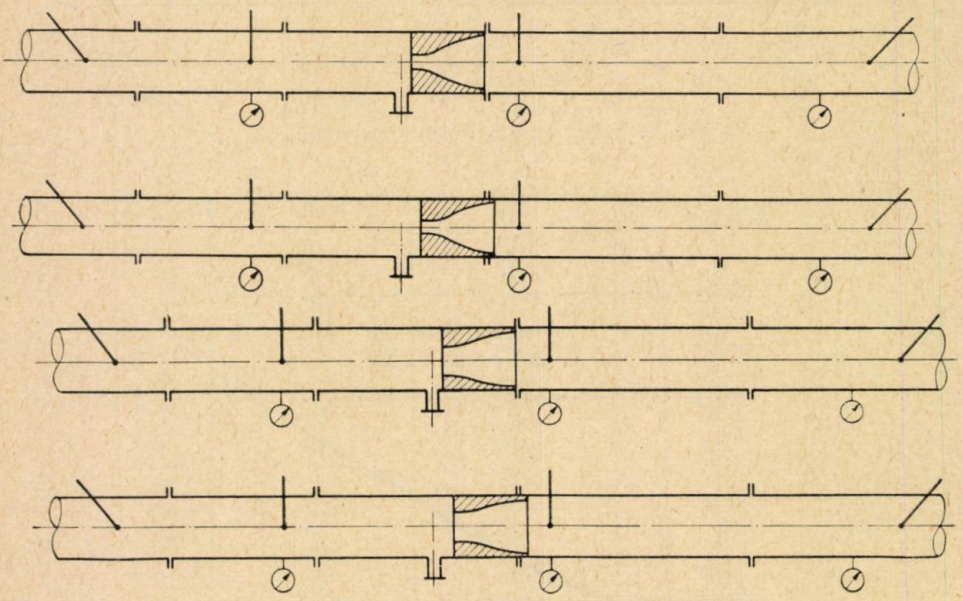


Fig. 8. — Delimitarea camerei cu „corpuri profilate masive".

a dus la limitarea debitului de gaz rece şi la reducerea raportului de destindere prin creşterea presiunii în camera turbionatorului; din această cauză performanţele în ceea ce priveşte frigul produs sînt slabe în comparaţie cu variantele 7 şi 10 (tabelul 1).

Influenţa obturării cu corpuri profilate „masive". Ideea de a conduce mai bine gazul rece după ce acesta a trecut de secţiunea care delimitează camera propriu-zisă a aparatului a dus la experimentarea variantelor constructive 4, 5, 6 şi 7 (tabelul 1) prezentate în fig. 8.

Prin introducerea obstacolelor dispare simetria în raport cu planul ajutajului tangenţial, deci inversarea rolului celor două tuburi devine mai dificilă, sau chiar imposibilă (curbele t_r, t_c se intersectează aproape de $\mu = 0$ sau chiar nu se intersectează — fig. 9).

Minimul curbelor $t_r = f(\mu)$ se deplasează în regiunea debitelor de gaz rece mai mici $\mu = 0 - 0{,}3$; atingînd valori scăzute $t_{r\,min} = -41{,}3°C$ pentru varianta 7 şi $t_{r\,min} = -45°C$ pentru varianta 4 (tab. 1).

Această îmbunătăţire se explică prin creşterea raportului de destindere p^*/p_r (rezistenţele hidraulice mai mici, decît cele datorite diafrag-

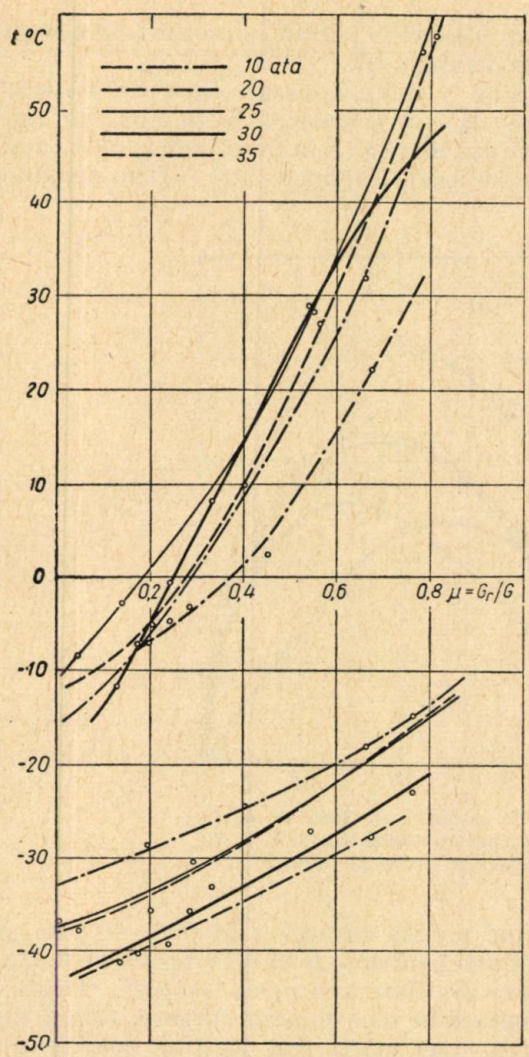


Fig. 9. — Performanţele turbionatorului cu „corpuri profilate masive" pe tubul „rece".

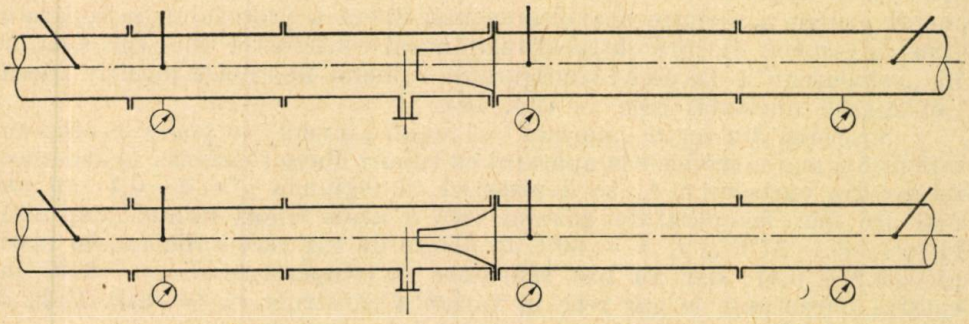


Fig. 10. — Delimitarea camerei cu „corpuri profilate cu pereţi subţiri".

mei în variantele 2 și 3, pe tubul rece care permit micșorarea presiunii în cameră) precum și micșorării raportului l_r/D.

Pentru obținerea temperaturilor t_r cît mai scăzute, sînt de preferat diametre $\mathcal{D}$ relativ mici (variantele 4 și 5 la care $\mathcal{D} = 40$ mm) iar din punctul de vedere al obținerii cantității de frig mai mari diametre, $\mathcal{D}$ mai mari (variantele 6 și 7 la care $\mathcal{D} = 80$ mm). Raportul l_r/D optim depinde

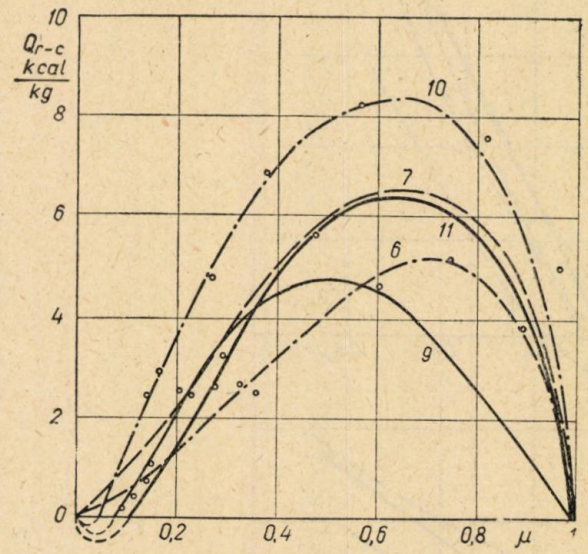


Fig. 11. — Cantitatea de căldură care trece de la curentul rece la cel cald, pentru variantele 6, 7, 9, 10 și 11, la presiunea $p^* = 20$ ata.

de valoarea diametrului $\mathcal{D}$, crescînd o dată cu acesta (la $\mathcal{D} = 40$ mm și 80 mm s-au obținut rezultate mai bune pentru $l_r/D = 0{,}18$ respectiv 0,35).

Influența obturării cu corpuri profilate „cu pereți subțiri". Obstacolele de forma unor ajutaje îndreptate în sens contrar curgerii, diferă de „corpurile masive" prin eliberarea unei părți din spațiul ocupat de metal pentru a permite dezvoltarea mai liberă a procesului de separare (partea camerei dinspre obstacol reamintind construcția unui turbionator în „echicurent"). De altfel configurația camerei ilustrează intuitiv ideea „extragerii nucleului rece" — (fig. 10).

Trecerea din regim „normal" în regim „invers" se poate efectua cu dificultăți mai mari decît la aparatul cu tuburi libere (varianta 1) deoarece intersecția curbelor t_r t_c se deplasează în regiunea $\mu = 0 \div 0{,}1$ sau nu mai are loc. Temperatura gazului rece a atins valori minime cuprinse între $t_r = -37°C$ și $t_r = -39°C$ la debite de gaz rece suficient de mari ($\mu = 0{,}2 \div 0{,}4$); dar au fost măsurate și temperaturi $t'_r = -61°C$ în centrul curentului de gaz rece în varianta constructivă 10 (tab. 1) la o distanță de 350 mm de planul ajutajului tangențial.

Influența distanței l_r între planul ajutajului tangențial și secțiunea din care se extrage gazul rece, se poate urmări în fig. 11; $l_r = 30$ mm (varianta 10) este mai avantajoasă decît $l_r = 130$ mm (varianta 11).

Pentru obținerea unei cantități de frig mai mari, sînt mai bune variantele 10 și 11 la care diametrul orificiului a fost mai mare, $\mathcal{D}_r = 80$ mm. În cazul $\mathcal{D}_r = 40$ mm, presiunea din camera aparatului a crescut, orificiul fiind prea mic pentru evacuarea unui debit mai mare de gaz rece, la viteze moderate.

Acest fenomen poate fi explicat prin relația (6) ce există între debitul și parametrii gazului rece, și diametrul obstacolului

$$\frac{G_r\sqrt{T_r}}{p_r} = m\,q(\lambda_a)\frac{\sqrt{\tau(\lambda_a)}}{\pi(\lambda_a)}\cdot\frac{\pi}{4}\mathcal{D}_r^2 = k_r\,\mathcal{D}_r^2 \tag{6}$$

Raportul $\mathcal{D}_r/d$ corespunzător unei funcționări favorabile, depinde de raportul de destindere p^*/p_r și de debitul de gaz rece μ

$$\frac{\mathcal{D}_r}{d} = k_r^*\sqrt{\mu\frac{p^*}{p_r}} \tag{7}$$

Deci la recomandarea unui raport $\mathcal{D}_r/d$ trebuiesc precizate în același timp condițiile μ, p^*/p_r corespunzătoare optimului, pentru fiecare formă a obstacolului (diafragme, corpuri profilate „masive" sau „cu pereți subțiri").

Dintre variantele (8, 9, 10, 11) încercate, cea mai bună a fost varianta 10 (tab. 1) atît din punctul de vedere al producției de frig. cît și al valorii scăzute a temperaturii t_r'. Pentru această variantă k_r^* a avut valoarea $k_r^* = 1{,}05$.

Comparînd performanțele aparatului în variantele 8, 9, 10 și 11 (corpuri „cu pereți subțiri") și 4, 5, 6 și 7 (corpuri „masive") nu se observă diferențe prea mari. Primele sînt mai avantajoase din punctul de vedere al producerii frigului (fig. 11) iar ultimele permit atingerea unei temperaturi t_r mai coborîte dar la valori mici ale debitului relativ μ.

2.2.3. *Delimitarea bilaterală a camerei.* La majoritatea turbionatoarelor în „contracurent" evacuarea gazului din camera aparatului se face în ambele părți prin orificii cu diametre $\mathcal{D}_r$ și $\mathcal{D}_c$ mai mici decît cele al camerei D. Amplasarea de obstacole în ambele tuburi, permite realizarea unor variante comparabile cu acestea.

Introducerea unui obstacol în tubul cald, duce la mărirea presiunii în cameră, prin aceasta la micșorarea raportului de destindere inițial, deci la înrăutățirea performantelor aparatului. Înrăutățirea separării (datorită unei restabiliri parțiale a simetriei) poate fi urmărită în tabelul 1.

Cameră delimitată bilateral cu diafragme. Comparînd varianta 12 cu situația similară dar fără diafragmă pe tubul cald (varianta 2) se observă reducerea asimetriei (minimul temperaturii t_r se deplasează de la $\mu = 0{,}17$ la $\mu = 0{,}28$) și înrăutățirea performanțelor.

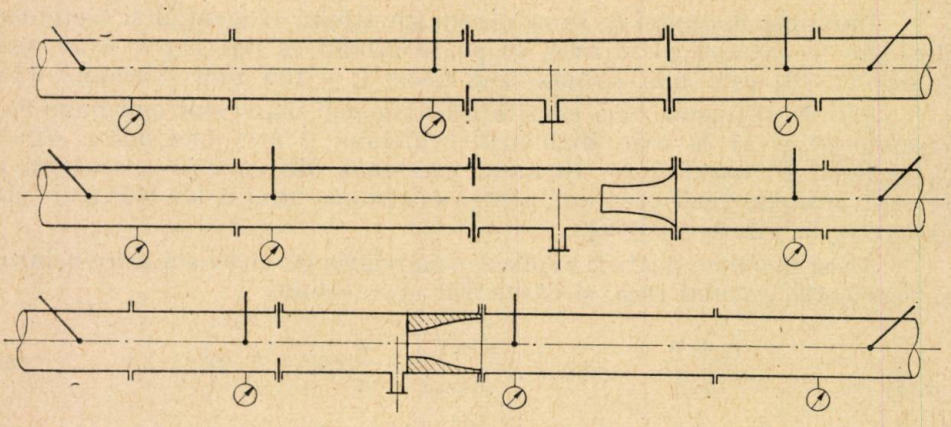


Fig. 12. — Camere delimitate bilateral.

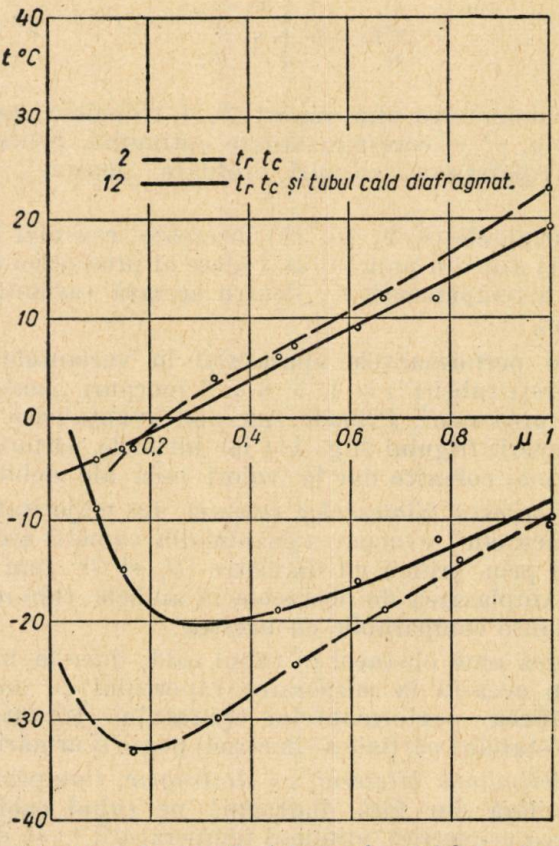


Fig. 13. — Comparație între performanțele variantelor 2 și 12.

Tabelul 1

Performanţele diferitelor variante constructive ale turbionatorului frigorific

Nr.	Obstacolul pe tubul rece			Obstacolul pe tubul cald			Q_{RC}	temperatura minimă				$t'_{R\min}$	temperatura maximă				$\mu(t_c=t_R)$
	forma	$\mathcal{D}_R$	l_R	forma	$\mathcal{D}_c$	l_c		$t_{R\min}$	μ	p^*	p_R		$t_{c\max}$	μ	p^*	p_c	
	—	mm	mm	—	mm	mm	kcal/kg	°C	kg/kg	ats	ats	°C	°C	kg/kg	ats	ats	kg/kg
1	—	—	—	—	—	—	6,78	−36,5	0,785	30	1,20	−30,7	+86	1,00	20	0,86	0,3−0,5
2	diafr.	40	350	—	—	—	—	−36	0,170	30	0	−36	+24	1,00	10	4,9	0
3	diafr.	40	250	—	—	—	—	−38	—	20	0,3	−60	nu a fost atins max. abs. + 9	—	10	2,8	—
4	masiv	40	30	—	—	—	—	−45	0	20	0	−46,8	nu a fost atins max. abs. − 1,5	—	10	3,2	0
5	masiv	40	60	—	—	—	—	−42,5	—	20	0	−44,9	nu a fost atins max. abs. + 2	—	10	3,2	0
6	masiv	80	30	—	—	—	5,11	−39,5	0	20	0,68	−44,4	nu a fost atins max. abs. + 69,8	0,877	25	2,87	0
7	masiv	80	60	—	—	—	7,00	−41,3	0,129	30	0,10	−42,5	nu a fost atins max. abs. +57,8	0,790	20	2,10	0
8	p. subţire	40	30	—	—	—	—	−37	—	30	0	−57	nu a fost atins max. abs. +11	—	10	2,6	0
9	p. subţire	40	130	—	—	—	4,74	−37	0,282	37,5	0,1	−36	+34	1	10	4,6	0,1
10	p. subţire	80	30	—	—	—	8,29	−37,2	0,234	25	0	−61	nu a fost atins max. abs. +47	0,568	10	0,95	0−0,1
11	p. subţire	80	130	—	—	—	6,20	−39	0,376	30	0,3	−38	+80	1	10	1	0,1
12	diafr.	40	350	diafr	80	250	—	−23	0,280	30	0,1	−39	+20	1	10	0,1	0−0,1
13	masiv	80	30	diafr	140	350	—	−36,0	—	15	0	−41	+89,6	—	5	0,60	0
14	p. subţire	80	130	diafr	80	250	—	−17,0	0,775	30	1,05	−19	+24	1	30	3,4	0,5
15	masiv invers	40	350	p. subţire	80	30	—	−25,5	0,590	10	0,20	−24,4	+22,5	1,00	5	2,5	0,4

Corp „masiv" pe tubul „rece" şi diafragmă pe tubul „cald" (varianta 13). Deşi a fost utilizată o diafragmă cu diametrul relativ mare $\mathcal{D}_c = 140$ mm totuşi temperaturile t_r au în medie valori cu cca. 5°C mai ridicate decît în cazul variantei 6 (tabelul 1).

Corp profilat cu pereţi „subţiri" pe tubul „rece" şi diafragmă pe tubul „cald" (varianta 14). Efectul diafragmei este mai pronunţat decît în cazurile precedente. Temperatura minimă $t_r = -17$°C la $\mu = 0{,}775$

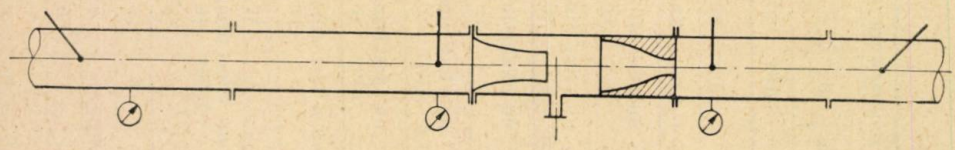


Fig. 14. — Cameră cu arhitectură „aerodinamică".

este departe de cea realizată de varianta 11 $t_r = -39$°C la $\mu = 0{,}376$. Curbele t_r şi t_c se intersectează la $\mu = 0{,}5$ (tab. 1), simetria funcţională fiind astfel aproape stabilită, ceea ce se explică prin valorile egale ale diametrelor minime ale corpului profilat $\mathcal{D}_r = 80$ mm şi diafragmei $\mathcal{D}_c = 80$ mm.

Influenţa unei arhitecturi „aerodinamice". Camera variantei 15 avînd „rezistenţe hidraulice mai mici" în direcţia curentului rece, produce o separare foarte defectuasă (diferenţe $t_c - t_r$ de ordinul a numai 15°C) şi scăderea temperaturii reci la cel mult $t_{r\,min} = -25{,}5$°C; datorită reamestecării parţiale în cameră a curenţilor de temperaturi diferite.

3. CONCLUZII

Încercările efectuate nu au urmărit determinarea efectivă a unor optime precise, ci s-au limitat la punerea în evidenţă a sensului în care sînt influenţate performanţele aparatului de către arhitectura camerei şi mărimea dimensiunilor d, D, $\mathcal{D}_r$, $\mathcal{D}_c$, l_r, l_c.

Pentru proiectarea unui turbionator nu este suficientă numai indicarea unor rapoarte constructive (D/d, l_r/D, $\mathcal{D}_r/d$) deoarece performanţele aparatului sînt influenţate şi de dimensiunile lui absolute, de natura fluidului de lucru, şi mai ales de condiţiile de funcţionare (p^*/p şi μ). De exemplu, sînt necesare dimensiuni diferite dacă se urmăreşte obţinerea unei temperaturi t_r minime sau producţia maximă de frig Q_{RC}.

Se recomandă relaţii de forma (5) şi (7) pentru rapoartele D/d şi $\mathcal{D}/d$ care exprimă dependenţa lor de raportul de destindere p^*/p şi debitul relativ de gaz rece.

Dintre variantele constructive cercetate se poate recomanda cea realizată prin introducerea în tubul rece a unui obstacol în formă de ajutaj întors (varianta 10), cu secţiunea de extragere situată foarte aproape de planul ajutajului tangenţial ($l_r = 30$ mm), $d = 25$ mm, $D = 170$ mm şi $\mathcal{D}_r = 80$ mm.

Pentru această variantă, la atingerea efectului frigorific maxim ($p^* = 21$ ata, $p_r = 1{,}35$ ata, $\mu = 0{,}6$) au existat următoarele relații

$$\frac{D}{d} = 1.73\sqrt{\frac{p^*}{p_r}} \; ; \; \frac{\mathcal{D}_r}{d} = 1{,}05\sqrt{\mu\frac{p^*}{p_r}}$$

Pe baza acestor relații se pot stabili dimensiunile absolute ale unui aparat similar variantei recomandate mai sus.

NOTAȚII

p (atm)	presiune,
t (°C)	temperatura,
i (kcal/kg)	entalpie,
G (kg/sec)	debit,
Q (kcal/kg)	cantitate de căldură,
λ	viteză raportată la cea critică,
μ	debit relativ (de gaz rece),
π	raport de destindere,
q	funcția debitului,
τ	funcția temperaturilor,
m	constantă,
d (mm)	diametrul secțiunii minime a ajutajului tangențial,
D (mm)	diametrul camerei de turbionare,
$\mathcal{D}$ (mm)	diametrul minim al obstacolului,
l (mm)	distanța între planul ajutajului tangențial și secțiunea minimă a obstacolului,
k	constantă.

INDICI

fără indice	la ieșirea din tub (pentru p și t),
$'$	la ieșirea din camera de turbionare,
r	componenta „rece",
c	componenta „caldă",
$*$	la intrarea în ajutajul tangențial,
a	componenta axială.

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОТУ ВИХРЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ТРУБЫ

РЕЗЮМЕ

В работе приводится сравнительный анализ влияния конструктивных факторов (диаметра касательного сопла d, диаметра вихревой камеры D, минимального диаметра препятствий для ограничения

камеры $\mathcal{D}$, длины вихревой камеры l, в виде отношений $\frac{D}{d}$, $\frac{\mathcal{D}_r}{d}$ и $\frac{l_r}{D}$) на характеристики (температура холодного газа $t_{r\,\text{мин}}$ и максимальное количество холода Q_{rc}) вихревой холодильной трубы, работающей с природным газом в экспериментальной станции Института энергетики в Сароше.

Даются также некоторые рекомендации по расчету и проектированию вихревой холодильной установки.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема испытательного стенда.

Рис. 2. — Изменение минимальной температуры t_r в зависимости от $\frac{D}{d}$.

Рис. 3. — Влияние отношения $\frac{D}{d}$ на температуры t_r и t_c.

Рис. 4. — Вихревая труба в противотоке.

Рис. 5. — Характеристики вихревой симметричной противоточной трубы.

Рис. 6. — Ограничение камеры с диафрагмой.

Рис. 7. — Характеристики вихревой трубы с диафрагмой на „холодной" трубе.

Рис. 8. — Ограничение камеры с „массивными профильными телами" на „холодной" трубе.

Рис. 9. — Характеристики вихревой трубы с „массивными профильными телами" на „холодной" трубе.

Рис. 10. — Ограничение камеры с „тонкостенными профильными телами".

Рис. 11. — Количество тепла, переходящее от холодного к теплому потокам для вариантов 6, 7, 9, 10 и 11 при давлении $p = 20$ ата.

Рис. 12. — Камеры с двухсторонним ограничением.

Рис. 13. — Сравнение характеристик вариантов 2 и 12.

Рис. 14. — Камера „обтекаемой" конструкции.

Таблица 1. Характеристики различных конструктивных вариантов вихревой трубы.

INFLUENCE DE QUELQUES PARAMÈTRES CONSTRUCTIFS SUR LE FONCTIONNEMENT DU TOURBILLONATEUR FRIGORIFIQUE

RÉSUMÉ

Les auteurs présentent l'analyse comparative des influences exercées par les facteurs constructifs (diamètre de l'ajutage tangentiel d, diamètre de la chambre de tourbillonnement D, diamètre minimum des obstacles pour la délimitation de la chambre $\mathcal{D}$, la longueur de la chambre $\mathcal{D}_r$ de tourbillonnement l; sous forme des rapports D/d, $\mathcal{D}_r/d$ et l_r/D), sur

les performances (température du gaz froid $t_{r\,min}$ et quantité maximum du froid Q_{rc}) d'un tourbillonateur frigorifique fonctionnant au gaz méthane et ayant subi les essais à la Station Expérimentale Saroş de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R.

Quelques recommandations concernant le calcul et l'élaboration d'un projet du tourbillonateur frigorifique complètent le travail.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du banc d'essai.
Fig. 2. — Variation de la température minimum t_r, en fonction de D/d.
Fig. 3. — Influence du rapport D/d sur les températures t_r et t_c.
Fig. 4. — Tourbillonateur à « contre-courant » symétrique.
Fig. 5. — Performances du tourbillonateur du type à « contre-courant » symétrique.
Fig. 6. — Délimitation de la chambre à diaphragme.
Fig. 7. — Performances d'un tourbillonateur à diaphragme dans le tube « froid ».
Fig. 8. — Délimitation de la chambre à « corps profilés massifs ».
Fig. 9. — Performances du tourbillonateur à « corps profilés massifs » dans le tube « froid ».
Fig. 10. — Délimitation de la chambre à « corps profilés à parois minces ».
Fig. 11. — Quantité de chaleur passant du courant froid au courant chaud, dans les variantes 6, 7, 9, 10 et 11, à la pression $p^* = 20$ ata.
Fig. 12. — Chambres délimitées bilatéralement.
Fig. 13. — Comparaison entre les performances des variantes 2 et 12.
Fig. 14. — Chambre à architecture « aérodynamique ».

BIBLIOGRAFIE

1. Н. С. Торочешников, И. Л. Лейтес, В. М. Бродянский, *Исследование эффекта температурного разделения воздуха в прямоточной вихревой трубе.* Журнал Технической Физики, *6* (1958).
2. В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев, *Исследование эффекта вихревого температурного разделения газов и паров.* Журнал Технической Физики, *10* (1956).
3. А. П. Меркулов, *Исследование вихревой трубы.* Журнал Технической Физики, *6* (1956).
4. В. Метенин, *Экспериментальное исследование рабочего процесса воздушной вихревой холодильной установки.* Холодильная Техника, *4* (1959).
5. Г. Н. Абрамович, *Прикладная газовая динамика* (§ 10). ГИТТЛ, Москва, 1953.

STABILITATEA DINAMICĂ A SISTEMELOR ELECTROENERGETICE. INFLUENȚA FORȚĂRII EXCITAȚIEI ȘI ADMISIEI *)

DE

F. MANEA

INTRODUCERE

Dezvoltarea sistemelor electroenergetice în cadrul național și mai ales internațional, pune probleme tehnice și economice de siguranță și calitate a căror soluționare optimă este posibilă numai pe baza folosirii diverselor mijloace de reglaj automat.

Regulatorul automat al tensiunii generatoarelor a constituit încă de la începutul folosirii mașinilor electrice un aparat auxiliar dar general adoptat. Menținerii valorilor normale ale tensiunii în regimuri lent variabile i s-au adăugat ulterior funcții noi ca mărirea rapidității de răspuns (promptitudinii) la variații bruște ale condițiilor externe de funcționare (cauzate de acțiunea unor defecte sau unor mari consumatori), îmbunătățirea stabilității statice și dinamice (și în consecință posibilitatea măririi distanței, puterii transportate la consumatori precum și ieftinirea generatoarelor), repartiția automată a puterilor reactive etc.

În ultimul timp au apărut numeroase preocupări pe de o parte pentru perfecționarea mijloacelor de reglaj al tensiunii în sensul sporirii exigențelor privind asigurarea calității mărimilor reglate iar pe de altă parte pentru aprecierea măsurii în care sînt eficace și justificate tehnico-economic aceste mijloace. Aceste aprecieri au la bază diverse ipoteze simplificatoare, iar concluziile obținute depind totodată de cazul concret studiat.

Studii sistematice referitoare la regimurile tranzitorii ale sistemelor electroenergetice complexe pentru a pune în evidență influența regulatoarelor de tensiune și viteză de diverse tipuri nu se întîlnesc în literatura

*) Lucrare prezentată în ședința secției de electroenergetică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 10 februarie, 1961.

tehnico-științifică. Cercetări recente caută să scoată în evidență aspecte particulare ale problemei.

Astfel, în condițiile simplificate ale unei scheme tip generator-impedanță s-au determinat [1] expresii de calculul tensiunii la bornele generatorului în ipoteza variației în salt sau lineare a tensiunii aplicată înfășurării de excitație.

În asemenea cazuri se folosesc recent [2], [3], [4] cu mai mult succes regulatoare reale conectate la mașini analogice care modelează fenomenele din generator, sau încercări în centrale electrice [5].

Modelarea analogică a unei interconexiuni de mașini sincrone întîmpină încă dificultăți mari. De aceea, modelarea electrodinamică (cu mașini rotative) este în acest caz preferabilă.

Un caz mai general îl constituie schema tipică generator-linie — motor sincron sau asincron. Soluționarea matematică este mai dificilă nefiind posibilă exprimarea soluțiilor explicite. De aceea, nu se poate obține o expresie a variației tensiunii (cauzată de perturbații mari) din care să se observe direct influența diferitelor mărimi asupra procesului tranzitoriu.

Variația lentă a alunecării motorului asincron ca și aceea a unghiului relativ dintre rotoarele mașinilor sincrone permit totuși considerarea regimului dinamic ca alcătuit sub aspectul influenței mărimilor electromagnetice, de o succesiune de regimuri staționare [6].

Reducerea pierderilor de putere în liniile de transport prin compensarea factorului de putere la consumator și deci micșorarea curentului de excitație necesar la generatoare conduc la necesitatea accentuării rolului reglajului tensiunii în ameliorarea stabilității chiar în cazurile cînd distanțele de transportul puterii nu sînt prea mari. Utilizarea reglajului automat al tensiunii generatoarelor este considerat ca unul dintre cele mai ieftine mijloace de îmbunătățire a stabilității statice și dinamice [7] [8]. El permite totodată folosirea unor generatoare cu reactanțe sincrone mărite (și deci mai ieftine).

Eficacitatea reglajului automat de tensiune asupra stabilității dinamice a format obiectul a numeroase preocupări recente [9] . . . [13].

Deoarece ameliorarea stabilității depinde mult și de rețea, natura perturbației, locul mașinii în rețea, eficacitatea reglajului tensiunii a fost adesea calitativ controversată [1] [14]. În general, se admite influența sa pozitivă aspectul cantitativ depinzînd de factorii menționați [14] . . .[17].

Aspecte negative ale influenței reglajului automat asupra stabilității dinamice nu au fost menționate în literatură. Dificultatea soluționării ecuațiilor neliniare ale proceselor electrodinamice au făcut ca problema deși pusă cu mulți ani în urmă, să fie mereu actuală.

Studiilor inițiale în care se folosea metoda calculului numeric „pas-cu-pas" [18]. . .[21] li s-au adăugat în mod necesar cele care folosesc mașini electronice de calcul numeric, mașini analogice și modele electrodinamice [22]. . .[25].

Fiecare din aceste metode prezintă avantaje specifice și se folosește de la caz la caz.

De altfel, ecuațiile de calcul și ipotezele simplificatoare sînt funcție de scopul urmărit. —

Astfel, pentru calculele de orientare, aproximative, se admite ipoteza fluxului rotoric constant ($E' = \text{const.}$, $E'_q = \text{const.}$) se neglijează cuplul de amortizare folosindu-se în cazul a două mașini metoda egalității ariilor (de accelerare și frînare) [26] metoda intervalelor succesive pentru cazul sistemelor complexe [18]. . .[22]. Ipoteza $E' = \text{const.}$ nu permite evident considerarea influenței reglajului de tensiune fiind incompatibilă cu acesta. Rezultatele obținute, după cum au arătat numeroase experiențe, sînt concordante cu realitatea numai în primele fracțiuni de secundă, cînd fluxul n-a variat substanțial datorită perturbației externe sau efectului reglajului [27].

De la ce timp înainte se face simțită variația fluxului și deci și a reglajului se poate răspunde evident numai în urma fixării unei valori criteriale folosită pentru una din mărimile variabile considerate. Pare normal să se ia drept criteriu variația valorii tensiunii electromotoare tranzitorie deoarece de aceasta depinde direct puterea transmisă și deci și valoarea limită a acesteia.

După cum se menționează în literatură, simplificarea prin admiterea ipotezei unei mașini izotrope în regim tranzitoriu este insuficientă [28] [29] [30]. De aceea, va trebui să luăm în considerare cazul mai general al mașinilor cu poli aparenți (anizotrope).

Influența cuplului de amortizare, pentru cazul interconexiunii prin linii cu reactanță relativ importantă este mică și deci importanța termenului asincron este în general neglijată, deși amortizarea oscilațiilor are un rol important în desfășurarea procesului tranzitoriu de restabilirea sincronismului [31] [32].

Efectul propriu-zis al reglajului tensiunii asupra stabilității dinamice nu a fost încă analizat în măsură suficientă [33].

La calculul stabilității dinamice se analizează de obicei mișcarea rotorului mașinii în primul ciclu de oscilație. Metodica de calcul greoaie în condițiile unor evaluări precise a constituit evident un mare impediment în analizarea influenței regulatorului de tensiune asupra întregului proces de oscilație a mașinii. Desigur că o influență importantă trebuie să aibă și reglajul de viteză în ciclurile următoare. Problema enunțată încă de mult timp nu a găsit încă o soluționare tehnică în sensul găsirii unor mijloace eficace de îmbunătățirea stabilității dinamice prin acțiunea reglajului de viteză [18].

În privința reglajului tensiunii se poate totuși menționa ca un real progres folosirea forțării excitației ca mijloc simplu, ieftin și modest de ridicarea stabilității dinamice [34] [35].

Încă cu mulți ani în urmă [35] a fost arătată influența favorabilă de mărire a siguranței funcționării prin acțiunea forțării excitației.

Cercetări speciale [9] [11] avînd drept criteriu durata admisibilă a scurt circuitului trifazat sau creșterea puterii transmise [1] au evidențiat importanța mare a plafonului tensiunii excitatoarei și relativ mica influență a constantei de timp a excitatoarei (de altfel mult mai mică față de constanta de timp tranzitorie a mașinii). La forțarea prin intermediul regula-

torului un rol de frînare a acțiunii forțării îl are reacția de stabilizarea regulatorului [14].

Pentru a evidenția unele aspecte ale rolului reglajului am considerat utilă mai întîi analiza în ansamblu a problemei determinării regimurilor tranzitorii ale mașinilor sincrone interconectate în sistem complex.

S-a căutat să se soluționeze numeric diversele ecuații neliniare [36] [38] folosind metode inginerești de calcul.

În primul capitol se dau rezultatele obținute prin integrarea numerică a ecuației mișcării rotorului în ipoteza mai generală a variației lineare a accelerației într-un interval mic de timp. Expresia formulei de recurență stabilită în condiții mai generale decît cele admise uzual (accelerația constantă în intervalul de timp) păstrează încă o formă comodă pentru calcule.

În capitolul doi se determină expresii și se indică o metodă de calcul puterii electrice a mașinii sincrone, în sistem energetic complex, care să permită luarea în considerare a fenomenelor tranzitorii. Deosebită este aci propunerea considerării echivalenței exterioare mașinii pentru care se analizează într-un interval de timp considerat fenomenele tranzitorii electromagnetice. — Se recomandă apoi soluții matriciale de calculul impedanțelor proprii și reciproce bazate pe metoda curenților ciclici și tensiunilor nodale.

În sfîrșit, se efectuează cîteva exemple de calcul pentru clarificarea metodelor propuse și pentru a pune în evidență influența forțării excitației și admisiei în cazuri tipice.

1. CALCULUL MIȘCĂRII ROTORULUI UNEI MAȘINI SINCRONE

Ecuația de mișcare a rotorului unei mașini sincrone care exprimă accelerația unghiulară ca fiind proporțională cu puterea de accelerare, are forma (1)

$$p^2 \delta = C \cdot P(\delta, \omega, t). \tag{1}$$

S-a notat prin p operatorul de derivare, $p^2 = \frac{d^2 \dots}{dt^2}$. δ reprezintă unghiul unei drepte radiale, solidară cu rotorul, format într-un plan normal la axul acestuia, cu o dreaptă ce se rotește cu viteza constantă în jurul aceluiași ax.

C este o constantă ce se determină cu ajutorul pulsației nominale ω_0 și al constantei de inerție $T_J = \frac{J\omega_0^2}{P_n}$ conform expresiei $C = \frac{\omega_0}{T_J P_n}$.

P este puterea de accelerare (diferența dintre puterea mecanică și cea electromagnetică) $P = P_m - P_e$.

În mod uzual, se admite pentru calculele inginerești necesare studiului stabilității dinamice prin metoda intervalelor succesive, că puterea acceleratoare este constantă în fiecare interval de timp [18] [19 [37].

Este util să se admită ipoteze de variație mai generale și mai exacte dacă rezultatele obținute în acest caz nu necesită o creștere importantă a efortului de calcul.

Astfel, în ipoteza unei variații lineare a puterii acceleratoare ca funcție de timp (fig. 1) rezultă următoarea relație de recurență pentru calculul variației de unghi în intervalul de timp corespunzător indicilor k, $k-1$.

$$\Delta\delta_k \simeq \Delta\delta_{k-1} + C\ \Delta t^2 \left(P_{k-1} + \frac{\Delta^2 P_k}{6} \right). \tag{2}$$

S-a notat prin $\Delta\delta_k$ diferența dintre noua valoare a unghiului δ_k și valoarea anterioară δ_{k-1}.

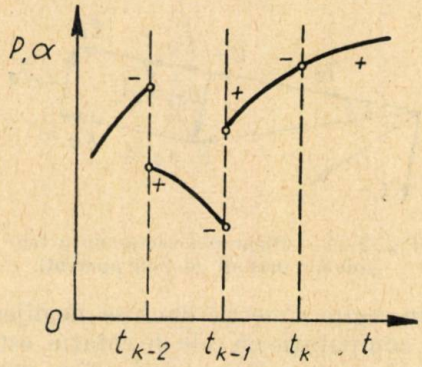


Fig. 1—1 — Ipoteza variației lineare a accelerației.

P_{k-1} — reprezintă valoarea medie a puterii acceleratoare la începutul intervalului $k-1$, k: $P_{k-1} = \dfrac{P_{k-1}^- + P_{k-1}^+}{2}$;

P_{k-1}^- — este valoarea puterii în vecinătatea din stînga, iar P_{k-1}^+ în vecinătatea din dreapta a punctului corespunzător timpului t_{k-1};

$\Delta^2 P_k$ — este diferența de ordinul doi a puterii P_k,

$$\Delta^2 P_k = \Delta P_k - \Delta P_{k-1} = P_k^- - P_{k-1}^+ - (P_{k-1}^- - P_{k-2}^+).$$

Deoarece $\Delta^2 P_k$ trebuie determinat cu ajutorul lui P_k^- care poate fi evaluat numai după determinarea lui $\Delta\delta_k$ se ia o valoare aproximativă de exemplu $\Delta^2 P_k \simeq \Delta^2 P_{k-1}$ sau $\Delta^2 P_k = 0$ cu ajutorul căreia se determină o valoare prealabilă a lui $\Delta\delta_k$.

După determinarea variației unghiului δ_k și deci a valorii puterii P_k^- de la sfîrșitul intervalului k_{-1}, k variația de viteză se poate determina conform expresiei (3)

$$\Delta\omega_k = C\ \Delta t\ \frac{P_k^- + P_{k-1}^+}{2}. \tag{3}$$

Prin urmare și în ipoteza variației lineare a puterii acceleratoare ca funcție de timp relațiile de recurență stabilite au o formă simplă utilă pentru calculele unghiurilor și vitezelor.

2. DETERMINAREA PUTERII ELECTRICE A UNEI MAŞINI SINCRONE

2.1. Ipoteze de calcul

În cele ce urmează se vor considera maşinile sincrone de tipul celor cu poli ieşiţi cu înfăşurare de excitaţie în jurul axei longitudinale.

Pentru circuitele statorice se admite posibilitatea unor variaţii bruşte a curenţilor, neglijîndu-se efectul componentelor aperiodice [22]. De asemenea, se neglijează efectul foarte mic al componentelor supratranzitorii longitudinale şi transversale [18] [22]. Prin urmare, pentru

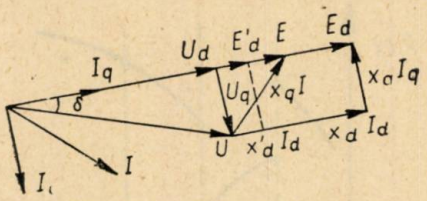


Fig. 2—1 — Diagrama vectorială a tensiunilor maşinii cu poli aparenţi.

circuitele statorice, în regim simetric dacă se neglijează tensiunile induse prin pulsaţie, mici în comparaţie cu cele de rotaţie, este valabilă şi în regim tranzitoriu o diagramă vectorială a tensiunilor asemănătoare celei din cazul regimurilor staţionare.

Spre deosebire de regimurile staţionare, tensiunile U, E, E_d E'_d, vor fi variabile în timp, pe de o parte datorită schimbării directe a condiţiilor externe de funcţionare iar pe de altă parte datorite acţiunii reglajelor de tensiune şi viteză.

În circuitul înfăşurării de excitaţie deşi datorită rezistenţei mici a acestuia, variaţia fluxului este lentă, tensiunile induse prin pulsaţie trebuesc luate în considerare la studiul regimurilor electrodinamice în timpi de ordinul secundei precum şi la studiul influenţei reglajului de tensiune.

2.2. Maşina sincronă în sistem complex

Să considerăm cazul general al mai multor maşini sincrone interconectate printr-o reţea complexă alcătuită din impedanţe.

La o schimbare bruscă ce intervine în sistem, tensiunile electromotoare fictive E^{+}_{ik-1} se determină [18] prin rezolvarea sistemului de ecuaţii (2.1)

$$E^{+}_{ik-1} + a_i (X_{qi} - X'_{di}) \sum_{j=1}^{n} E^{+}_{jk-1} Y_{ij} \cos (\delta_{ijk-1} - \alpha_{ij}) = a_i E'_{dik-1} \quad i = 1,2 \ldots n \tag{2.1}$$

s-a notat prin :

$$a_i \equiv \frac{1}{1 - (X_{qi} - X'_{di}) Y_{ii} \cos \alpha_{ii}}$$

Y_{ii} — este admitanța proprie, iar α_{ii} unghiul complimentar corespunzător;

Y_{ij} — este admitanța reciprocă, iar α_{ij} unghiul complimentar corespunzător;

δ_{ij} — este unghiul relativ al vectorilor corespunzători tensiunilor electromotoare E_{ik-1}, E_{jk-1}. Prin aproximații succesive se poate rezolva ușor sistemul anterior, prima aproximație determinîndu-se cu ajutorul relației

$$E_{ik-1}^{+} = a_i \left[E'_{dik-1} - (X_{qi} - X'_{di}) \sum_j E_{jk-1}^{-} Y_{ij} \cos (\delta_{ijk-1} - \alpha_{ij})\right].$$

Puterea electrică P_{eik-1}^{+} se determină cu ajutorul expresiei

$$P_{eik} = E_{ik-1}^{2+} Y_{ii} \sin \alpha_{ii} + \sum_j E_{ik-1}^{+} E_{jk-1}^{+'} Y_{ij} \sin (\delta_{ijk-1} - \alpha_{ij}).$$

După determinarea valorilor, sau a unor prime valori ale unghiurilor δ_{ik} considerînd $E'_{dk-1} = E'_{dk}$ chiar dacă au intervenit schimbări bruște, se determină noile valori ale tensiunilor cu ajutorul formulei (2.2)

$$E_{ik} = a_i \left[E'_{dik} - (X_{qi} - X'_{di}) \sum_j E_{fk} Y_{ij} \cos (\delta_{ijk} - \alpha_{ij})\right]. \tag{2.2}$$

Acestea permit calculul tensiunilor la bornele mașinilor cu ajutorul componentelor

$$U_{dik} = E'_{dik} - X'_{di} I_{dik} = E'_{dik} - X'_{di} \frac{E_{ik} - E'_{dik}}{X_{qi} - X'_{di}} = E'_{dik} \frac{X_{qi}}{X_{qi} - X'_{di}} - E_{ik} \frac{X'_{di}}{X_{qi} - X'_{di}}$$

$$U_{qik} = X_{qi} \cdot I_{qik} = X_{qi} \left[E_{ik} Y_{ii} \sin \alpha_{ii} + \sum_j E_{jk} Y_{ij} \sin (\delta_{ijk} - \alpha_{ij})\right].$$

Tensiunea $U_{ik} = (U_{dik}^2 + U_{qik}^2)^{1/2}$ eventual și curentul $I_{ik} = (I_{dik}^2 + I_{qjk}^2)^{1/2}$ permit calculul acțiunii regulatorului de tensiune dacă se cunosc funcțiile de transfer ale sistemului de reglaj.

După determinarea valorii $E_{dik-1/2} = \dfrac{E_{deik-1} + E_{deik}}{2}$, se pot calcula (anexa 1) variațiile tensiunilor electromotoare, tranzitorii cu ajutorul expresiei (2.3)

$$\Delta E'_{dik} = \frac{b_i \left[E_{deik-1/2} + \dfrac{X_{di} - X'_{di}}{X_{qi} - X'_{di}} (a_i E_{dik-1/2} - E_{ik-1/2})\right] - E'_{dik-1}}{\dfrac{T_{di}}{\Delta t} + \dfrac{1}{2}}. \tag{2.3}$$

Valorile $E'_{dik-1/2} = \dfrac{E'_{dik} + E'_{dik-1}}{2}$ și $E_{ik-1/2} = \dfrac{E_{ik} + E_{ik-1}}{2}$ constituie aproximații prealabile determinate fără considerarea acțiunii reglajului de tensiune. Noile valori ale tensiunilor electromotoare E'_{dik} permit calculul valorilor mai exacte pentru E_{ik} și deci determinarea puterilor P_{eik} necesare calculului unghiurilor δ_{ik+1}.

Prin urmare, luarea în considerare a fenomenelor electromagnetice tranzitorii din maşinile sincrone la studiul regimurilor electrodinamice, prin metoda mai exactă a eliminării unor variabile intermediare (E_{di}) nu complică mult relaţiile recurente de calcul şi deci este recomandabilă pentru calculele numerice.

2.2.1. *Determinarea impedanţelor proprii şi reciproce prin metoda curenţilor ciclici.* Calculul impedanţelor proprii şi reciproce este o operaţie greoaie pentru sistemele electroenergetice complexe, dacă nu se dispune de un model static (masă de calcul) pentru măsurare pe cale directă. De aceea este utilă examinarea altor metode de calculul reţelelor, mai ales în cazul cînd se dispune de o maşină de calcul numeric.

În cazul folosirii metodei curenţilor ciclici se poate arăta (anexa 2) că dacă se aleg în mod convenabil ochiurile independente încît fiecare generator să nu constituie latură comună mai multor ochiuri rezultă un sistem de ecuaţii de forma (2.3′).

$$\left|\begin{array}{c|c} |R| & -|X| \\ \hline |X| & |R| \end{array}\right| \left|\begin{array}{c} |I^R| \\ \hline |I^X| \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c} |E^R| \\ \hline |E^X| \end{array}\right| \tag{2.3′}$$

$|R|$ — este o matrice pătratică alcătuită din rezistenţe conform metodei curenţilor ciclici;

$|X|$ — este o matrice pătratică alcătuită din reactanţe;

$|I^R|$ — este „vectorul curent" alcătuit din proiecţiile pe axa reală a curenţilor ciclici;

$|I^X|$ — este „vectorul curent" alcătuit din proiecţiile pe axa imaginară;

$|E^R|$ — este „vectorul tensiunilor electromotoare fictive" alcătuit din proiecţiile pe aceeaşi axă reală ale tensiunilor din fiecare circuit independent;

$|E^X|$ — este „vectorul tensiunilor electromotoare fictive" alcătuit din proiecţiile pe axa imaginară ale tensiunilor din fiecare contur independent.

Rezolvarea acestui sistem de ecuaţii conduce la soluţiile exprimate matricial precum urmează:

$$\left|\begin{array}{c} |I^R| \\ \hline |I^X| \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c|c} |G| & |B| \\ \hline |B| & |G| \end{array}\right| \cdot \left|\begin{array}{c} |E^R| \\ \hline |E^X| \end{array}\right| \tag{2.4}$$

Matricile simetrice susceptanţă $|B|$ şi conductanţă $|G|$ se pot determina cu metoda curenţilor ciclici folosind relaţiile matriciale următoare

$$|B| = (|X|^{-1}|R| + |R|^{-1}|X|)^{-1}|R|^{-1} = (|R||X|^{-1}|R| + |X|)^{-1} = |G||X||R|^{-1}$$

$$|G| = (|X|^{-1}|R| + |R|^{-1}|X|)^{-1}|X|^{-1} = (|X||R|^{-1}|X| + |R|)^{-1} = |B||R||X|^{-1}$$

Important de remarcat este faptul că matricile $|R|$ și $|X|$ au ordinul numărului circuitelor independente pe cînd la rezolvarea directă a sistemului de ecuații din complex rezultă un număr de ecuații dublul numărului circuitelor independente.

Dacă se folosesc relațiile $|I| = |I^R| + j\,|I^X|$ și $|E| = |E^R| + j\,|E^X|$ din ecuația (2.4) rezultă $|\bar{I}| = |\bar{Y}|\,|\bar{E}|$, unde $|\bar{Y}| = |G| - j\,|B|$. Prin urmare, elementele Y_{ij} se determină cu ajutorul expresiei $Y_{ij} = (G_{ij}^2 + B_{ij}^2)^{1/2}$ iar $\operatorname{tg} \alpha_{ij} = \dfrac{G_{ij}}{B_{ij}} \cdot G_{ij}$ și B_{ij} reprezintă elemente corespunzătoare ale matricilor $|G|$ și $|B|$.

Exprimarea matricială a soluțiilor de curenți obținute prin metoda curenților ciclici, punînd în evidență simetria matricei admitanță cu ajutorul submatricilor conductanță și susceptanță, permite reducerea mai simplă a ordinului matricilor de la $2n$ la n. Relațiile stabilite permit calculul direct cu ajutorul matricilor rezistență și reactanță al componentelor impedanțelor proprii și reciproce.

2.2.2. *Determinarea impedanțelor proprii și reciproce prin metoda tensiunilor nodale.* Metoda curenților ciclici este avantajoasă în cazul cînd, impedanțele fiind independente de tensiuni, numărul ochiurilor este mai mic decît numărul nodurilor mai puțin o unitate.

Dacă însă există impedanțe care depind de tensiuni cum este cazul motoarelor asincrone și deoarece de obicei numărul nodurilor independente este mai mic decît numărul circuitelor independente, pare preferabilă metoda tensiunilor nodale.

În cazul folosirii metodei tensiunilor nodale, după cum se poate arăta (anexa 3) este necesară rezolvarea unui sistem de ecuații de forma :

$$\left|\begin{array}{c|c} |G| & |B| \\ \hline -|B| & |G| \end{array}\right| \cdot \left|\begin{array}{c} |V^R| \\ \hline |V^X| \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c} |I^R| \\ \hline |I^X| \end{array}\right| \tag{2.5}$$

$|G|$ — este „tensorul conductanțelor" determinat conform metodei tensiunilor nodale;

$|B|$ — este „tensorul susceptanțelor";

$|V^R|$ — este „vectorul tensiunilor nodale" alcătuit din proiecțiile pe axa reală ale tensiunilor nodale independente;

$|V^X|$ — este „vectorul tensiunilor nodale" alcătuit din proiecțiile pe axa imaginară ale tensiunilor nodale independente;

$|I^R|$ — este „vectorul curenților de scurt circuit" alcătuit din proiecțiile pe axa reală a curenților de scurtcircuit din noduri;

$|I^X|$ — este „vectorul curenților de scurtcircuit" alcătuit din proiecțiile pe axa imaginară a curenților de scurtcircuit din noduri.

Rezolvarea acestui sistem de ecuații conduce la soluțiile exprimate matricial precum urmează :

$$\begin{vmatrix} |V^R| \\ |V^X| \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} |R| & -|X| \\ |X| & |R| \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} |I^R| \\ |I^X| \end{vmatrix} \tag{2.6}$$

Matricile simetrice, rezistență $|R|$ și reactanță $|X|$ se determină în metoda tensiunilor nodale cu ajutorul relațiilor matriciale următoare :

$$\begin{aligned} |R| &= (|B|^{-1}|G| + |G|^{-1}|B|)^{-1}|B|^{-1} = (|G| + |B||G|^{-1}|B|)^{-1} = |X||G||B|^{-1} \\ |X| &= (|B|^{-1}|G| + |G|^{-1}|B|)^{-1}|G|^{-1} = (|B| + |G||B|^{-1}|G|)^{-1} = |R||B||G|^{-1} \end{aligned} \tag{2.7}$$

Important de remarcat este faptul că matricile $|G|$ și $|B|$ au ordinul numărului de noduri independente pe cînd la rezolvarea directă a sistemului de ecuații din complex numărul de ecuații este dublu.

Dacă se folosesc notațiile $|\overline{V}| = |V^R| + j\,|V^X|$, $|\overline{I}| = |I^R| + j\,|I^X|$ rezultă $|\overline{V}| = |\overline{Z}||\overline{I}|$ unde $|\overline{Z}| = |R| + j\,|X|$.

Prin urmare, tensiunile nodale se exprimă ca funcții lineare ale curenților de scurt circuit din fiecare nod. Coeficienții de proporționalitate, pe care îi denumim impedanțe proprii și mutuale ale nodurilor se determină în funcție de componentele lor $R_{\nu\mu}$ și $X_{\nu\mu}$. În scrierea complexă rezultă $\overline{Z}_{\nu\mu} = R_{\nu\mu} + j\,X_{\nu\mu}$.

După cum se arată și se exemplifică în anexa 4, admitanțele Y_{ii} proprie a unui generator oarecare i și mutuale Y_{il} față de un generator l conectat la nodul comun ν sau față de un generator t conectat la un alt nod μ se pot determina ușor dacă se cunosc impedanțele nodurilor $\overline{Z}_{\mu\mu}$ (proprie) și $Z_{\nu\mu}$ (reciprocă) precum și admitanțele laturilor Y_i, Y_l, Y_t corespunzătoare generatoarelor i, l și t. Rezultă $\overline{Y}_{ii} = \overline{Y}_i(1 + \overline{Y}_i\,\overline{Z}_{\nu\nu})$, $\overline{Y}_{il} = \overline{Y}_i\,\overline{Y}_l\,\overline{Z}_{\nu\nu}$, $\overline{Y}_{it} = \overline{Y}_i\,\overline{Y}_t\,\overline{Z}_{\nu\mu}$.

Exprimate cu ajutorul componentelor, avem expresiile (2.8)

$$\begin{aligned} \overline{Y}_{it} &= G_{it} - j\,B_{it} \\ -G_{it} &= (B_i B_t - G_i G_t)\,R_{\nu\mu} - (G_i B_t + B_i G_t)X_{\nu\mu} \\ -B_{it} &= (B_i B_t - G_i G_t)\,X_{\nu\mu} - (G_i B_t + B_i G_t)R_{\nu\mu} \\ Y_{it} &= \left(B_{it}^2 + G_{it}^2\right)^{1/2},\quad tg\,\alpha_{it} = \frac{G_{it}}{B_{it}}. \end{aligned}$$

Prin urmare, exprimarea matricială a soluțiilor de tensiuni conform metodei tensiunilor nodale punînd în evidență simetria matricei impedanța cu ajutorul submatricilor rezistența și reactanța permite reducerea în mod mai simplu a ordinului matricilor la jumătate. Relațiile stabilite permit calculul direct al componentelor admitanțelor proprii și reciproce cu ajutorul constantelor laturilor rețelei (impedanțe).

3. INFLUENȚA FORȚĂRII EXCITAȚIEI ȘI ADMISIEI ASUPRA STABILITĂȚII DINAMICE

Am considerat cazul unei centrale electrice cu o putere de 375 MVA cos $\varphi = 0{,}8$ de la care se transmite printr-o linie electrică de 400 kV și 400 km lungime o putere activă de 290 MW la un sistem receptor puternic conform schemei din figura 3.1.

Cazul tipic centrală-sistem puternic este folosit în mod uzual și

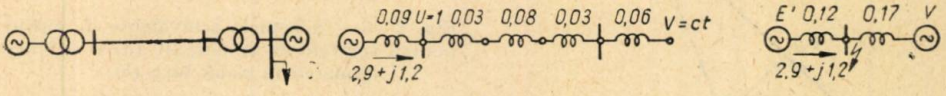


Fig. 3—1 — Schema tip generator — linie-sistem receptor puternic.

Fig. 3—2 — Schema de succesiune directă în regim tranzitoriu.

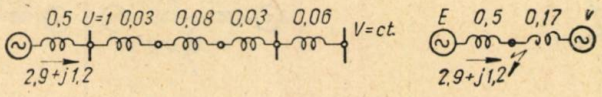


Fig. 3—3 — Schema de succesiune directă în regim sincron permanent.

îl considerăm ca destul de concludent pentru un prim studiu al influenței forțării excitației și admisiei asupra stabilității dinamice.

Prin această exemplificare se urmărește totodată ilustrarea metodei de calcul numeric pentru un caz simplificat.

Se vor studia totodată diverse ipoteze simplificatoare ca $E' =$ constant, $E_d =$ constant, putere mecanică constantă.

Pentru forțarea excitației se vor considera două valori ale tensiunii excitatoarei: plafon 2 și plafon 4.

Forțarea admisiei se presupune efectuată prin intermediul obturatorului servomotorului a cărui cursă completă se realizează în 0,1 s de la începutul scurtcircuitului pe linia de transport.

Dacă se ia ca putere de bază $S_b = 100$ MVA și ca tensiune de referință $U_b = 400$ kV rezultă următoarele scheme echivalente de calcul (fig. 3.2, 3.3).

Schemele de succesiune inversă respectiv homopolară privite de la barele de înaltă tensiune ale generatorului (unde se va considera defectul) au următoarele valori relative ale reactanțelor $X_i = 0{,}052$, $X_h = 0{,}027$.

Pentru funcționarea în regim normal și tranzitoriu inițial rezultă diagrama vectorială a tensiunilor din figura 5.4.

Se determină prin calcul $E = 2{,}16$; $\delta_1 = 46{,}6$ gc.; $\delta' = 56{,}3$ gc.

Constanta de inerție a mașinii este $T_j = 7{,}5$ s. Pentru un interval de timp $\Delta t = 0{,}1$ s rezultă în unități relative

$$C\,\Delta t^2 = \frac{\omega_0 \cdot \Delta t^2}{T_j \cdot P_n} = \frac{400 \cdot 50 \cdot 10^{-2}}{7{,}5 \cdot 3} = 8{,}88.$$

Pentru măsura unghiurilor se folosesc gradele noi cu submultipli zecimali mult mai comode în calcule.

Vom examina stabilitatea dinamică pentru scurtcircuit monofazat la barele centralei urmat de deconectare monofazată și reanclanșare în diverse ipoteze ca : $E' = \text{const.}$, $E'_d = \text{const.}$, forțarea excitației, forțarea

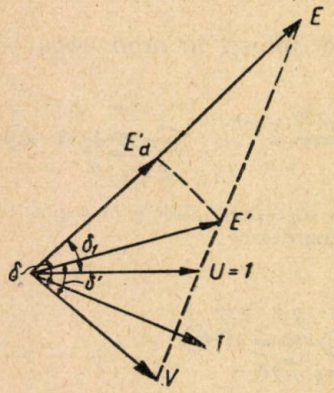


Fig. 3—4 — Diagrama vectorială a tensiunilor.

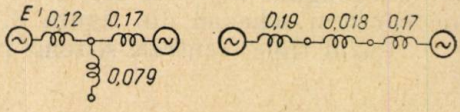


Fig. 3—5 — Schemele echivalente de calcul pentru scurtcircuit monofazat (*a*) — și funcționarea în două faze (*b*).

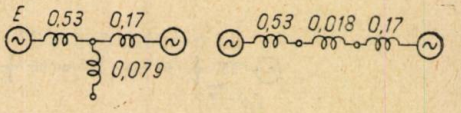


Fig. 3—6 — Schemele echivalente de calcul pentru scurtcircuit monofazat (*a*) și funcționarea în două faze (*b*).

admisiei. Schemele echivalente de calcul pentru ipoteza $E' = \text{const.}$ la scurtcircuit monofazat și funcționarea în două faze sînt cele indicate în figura 3.5.

În cazul ipotezei $E' = \text{constant}$ puterea electrică se calculează simplu folosind expresia $P_e = \dfrac{E' U}{X'} \sin \delta$.

Au rezultat valorile unghiului δ și puterii electrice P_e specificate în tabela următoare :

Scurtcircuit 0,2 s				Două faze 0,3 s			Reanclanșarea			
t	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
δ	56,3	62,42	79,79	99,79	114,29	142,97	131,6	134,77	135,44	
P_e	2,9	1,52	1,635	1,87 3,35	3,52	3,43	3,25 3,46	3,29	3,18	3,17

În cazul ipotezei $E'_d = \text{constant}$ sau $E'_d = \text{variabil}$ se folosesc schemele echivalente din figura 3.6.

Se determină următoarele constante necesare calculului :

	X_{11}	X_{12}	a_i	b_i
Scurtcircuit monofazat	0,583	1,84	3,4	0,294
Două faze	0,718	0,718	2,33	0,43
Reanclanşare	0,7	0,7	2,41	0,414

Pentru ipoteza E'_d = constant au rezultat valorile unghiului δ şi puterii electrice P_e specificate în tabela următoare

Scurtcircuit —0,2 s				Două faze —0,3 s			Reanclanşare	
t	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\delta_{g.c.}$	88,3	93,8	109,9	129,1	143,7	155,63	167,56	
P_e	2,9	1,66	1,71	1,79 3,31	3,42	3,2	3,3 3	2,39

Prin urmare, în ipoteza E'_d = constant, sistemul rezultă ca instabil spre deosebire de ipoteza E' = constant cînd era stabil. —

Explicaţia constă în influenţa mare pe care o are unghiul relativ al vectorului E'_d (mai mare ca cel al vectorului E').

Pentru a studia influenţa forţării excitaţiei asupra stabilităţii dinamice vom presupune o excitatoare cu constanta de timp T_e = 0,5 sec. iar acţiunea restului sistemului de reglaj (dispozitiv de măsurare, releu, etc.) o admitem realizabilă în 0,1 sec.

Vom analiza două cazuri : plafon 2 şi plafon 4 ca valori limită ale tensiunei de excitaţie.

Scurtcircuit monofazat, 0,2 s

t	0	0,1	0,2	0,3		
$E_{k-1} = 3{,}4\ E'_{dk-1} - 0{,}72 \cos \delta_{k-1}$	2,16 3,268	2,16 3,268	3,27	3,28	3,42	3,6
$P_{ek-1} = 0{,}516\ E_{k-1} \sin \delta_{k-1}$	1,66	1,66	1,68	1,69	1,75	1,835
$P_{k-1} = P_{mk-1} - P_{ek-1}$	0,62	0,62	1,22	1,21		
$C\Delta t^2\ P_{k-1} = 8{,}88\ P_{k-1}$	5,5	5,5	10,8	10,7		
$\Delta \delta_k = \Delta \delta_{k-1} + 8{,}88\ P_{k-1}$	5,5	5,5	16,3	16,2		
$\delta_k = \delta_{k-1} + \Delta \delta_k$	93,8	93,8	110,1	110		
$\sin \delta_k$	0,995	0,995	0,987	0,987		
$\cos \delta_k$	0,097	0,097	0,156	0,156		
$E_k = 3{,}4\ E'_{dk-1} - 0{,}72 \cos \delta_k$	3,33	3,33	3,45	3,47		
$E_{k-1/2} = \frac{E_k + E_{k-1}}{2}$	3,299	3,799	3,36	3,375		
$\Delta E_{dek} = \frac{e_{k-1/2} - E_{dek-1}}{5{,}5}$	0,196	0,982	0,358	1		
$E_{dek} = E_{dek\ -1} + \Delta E_{dek}$	2,356	3,142	2,714	4,142		
$E_{dek-1/2} = \frac{E_{dek} + E_{dek-1}}{2}$	2,258	2,651	2,535	3,642		
$\Delta E'_{dk} = \frac{0{,}254(E_{dek-1/2} + 3{,}4E_{dk-1} - E_{k-1/2}) - E'_{dk-1}}{15{,}2}$	0,02	0,0125	0,0158	0,071		
$E'_{dk} = E'_{dk-1} + \Delta E'_{dk}$	0,98	0,987	0,974	1,058		

Funcționarea în două faze 0,3 s

t	0,3		0,4		0,5		0,6	
$E_{k-1} = 2{,}33\ E'_{dk-1} - 1{,}263\ \cos\delta_{k-1}$	2,466	2,656	2,855	3,086	3,12	3,4	3,31	3,617
$P_{ek-1} = 1{,}325\ E_{k-1} \sin\ \delta_{k-1}$	3,22	3,47	3,37	3,69	3,1	3,58	2,58	3,45
$P_{k-1} = P_{mk-1} - P_{emk-1}$	0,445	0,25	−0,47	−0,59	−0,2	−0,68		
$C\Delta t^2 P_{k-1} = 8{,}88\ P_{k-1}$	3,68	2,22	−4,18	−5,24	−1,78	−6,04		
$\Delta\ \delta_k = \Delta\ \delta_{k-1} + 8{,}88\ P_{k-1}$	19,98	18,42	15,8	19,18	14,2	7,14		
$\delta_k = \delta_{k-1} + \Delta\ \delta_k$	130,8	128,42	145,88	141,6	159,9	148,74		
$\sin\ \delta_k$	0,89	0,9	0,75	0,794	0,808	0,693		
$\cos\ \delta_k$	0,455	0,433	0,66	0,61	0,808	0,693		
$E_k = 2{,}33\ E'_{dk-1} - 1{,}263\ \cos\ \delta_k$	2,845	3	3,113	3,31	3,31	3,51		
$E_{k-1/2} = \dfrac{E_k + E_{k-1}}{2}$	2,655	2,828	2,984	3,198	3,215	3,455		
$\Delta\ E_{dek} = \dfrac{e_{k-1/2} - E_{dek-1}}{5{,}5}$	0,293	0,82	0,24	0,64	0,197	0,574		
$E_{dek} = E_{dek-1} + \Delta E_{dek}$	3,003	4,96	3,24	5,63	3,437	6,174		
$E_{edk-1/2} = \dfrac{E_{dek-1} + E_{dek}}{2}$	2,856	4,55	3,123	5,3	3,339	5,9		
$\Delta E'_{dek} = \dfrac{0{,}43(E_{dek-1/2} + 2{,}33E'_{dk-1} - E_{k-1/2}) - E'_{dk-1}}{23}$	0,0037	0,0320	0,0027	0,0396	0,0025	0,0456		
$E'_{dk} = E'_{dk-1} + \Delta E'_{dk}$	0,978	1,09	0,98	1,013	0,384	1,176		

Reanclanșarea

t	0,6		0,7	
$E_{k-1} = 2{,}41\ E'_{dk-1} - 1{,}37\cos\ \delta_{k-1}$	3,48	3,78	3,645	3,895
$P_{ek-1} = 1{,}36\ E_{k-1} \sin\ \delta_{k-1}$	2,795	3,7	1,87	3,74
$P_{k-1} = P_{mk-1} - P_{emk-1}$	0,2125	0,675	1,06	0,84
$C\Delta t^2\ P_{k-1} = 8{,}88\ P_{k-1}$	1,86	6	9,4	7,46
$\Delta\delta_k = \Delta\delta_{k-1} + 8{,}88\ P_{k-1}$	15,91	1,14	25,31	6,32
$\delta_k = \delta_{k-1} + \Delta\ \delta_k$	175,81	149,88	201,12	143,56
$\sin\ \delta_k$	0,37	0,708		
$\cos\ \delta_k$	−0,93	−0,706		
$E_k = 2{,}41\ E'_{dk-1} - 1{,}37\cos\ \delta_{k-1}$	3,645	3,8		
$E_{k-1/2} = \dfrac{E_k + E_{k-1}}{2}$	3,5625	3,79		
$\Delta E_{dek} = \dfrac{e_{k-1/2} - E_{dk-1}}{5{,}5}$	0,16	0,448		
$E_{dek} = E_{dek-1} + \Delta E_{dek}$	3,597	6,622		
$E_{dek-1/2} = \dfrac{E_{dek-1} + E_{dek}}{2}$	3,52	6,4		
$\Delta E'_{dk} = \dfrac{0{,}414\left(E_{dek-1/2} + 2{,}41E'_{dk-1} - E_{k-1/2}\right) - E'_{dk-1}}{27{,}5}$	0,00072	0,039		
$E'_{dk} = E'_{dk-1} + \Delta E'_{dk}$	0,983	1,215		

Se observă că pentru cazul cînd excitația este limitată la valoarea 2 (unități relative) sistemul este instabil.

De aceea vom examina și posibilitatea stabilizării dinamice prin reglajul intensiv al admisiei.

Vom presupune că într-un timp de 0,1 s de la începutul defectului se realizează deschiderea completă a orificiilor distribuitorului de comandă a servomotorului ce acționează admisia mașinii primare.

Dacă pierderile de putere constante ale turboalternatorului reprezintă cca. 10%, ecuația linearizată a puterii electrice funcție de deschiderea μ a admisiei va fi $P_m = 3{,}22\ (\mu - 0{,}1)$.

Constanta de timp a servomotorului o admitem $T_s = 5$ s (între 1,5 și 30 s).

S-a calculat puterea electrică în ipoteza $E'_d =$ constant, corespunzătoare (aproximativ) cazului forțării excitației la valoarea plafon 2, atît pentru situația admisiei constante ($\mu = 1$) cît și în cazul forțări admisiei.

S-au întocmit următoarele tablouri de calcul:

Scurtcircuit monofazat (0,2 s).

t	0,1	0,2		0,3	
$E_{k-1} = 3{,}4 - 0{,}72 \cos \delta_{k-1}$	2,16 3,268	3,33	3,33	3,51	3,506
$P_{ek-1} = 0{,}516\ E_{k-1} \sin \delta_{k-1}$	1,66	1,72	1,72	1,795	1,79
$\mu_{k-1} = \mu_{k-2} + \frac{\Delta t}{5}$	1	1	0,99		
$P_{mk-1} = 3{,}22\ (\mu_{k-1} - 0{,}1)$	2,9	2,9	2,865		
$P_{k-1} = P_{mk-1} - P_{emk-1}$	0,62	1,18	1,145		
$C\Delta t^2\ P_{k-1} = 8{,}88\ P_{k-1}$	5,5	10,5	10,1		
$\Delta\delta_k = \Delta\delta_{k-1} + 8{,}88\ P_{k-1}$	5,5	16	15,6		
$\delta_k = \delta_{k-1} + \Delta\delta_k$	93,5	109,8	109,4		
$\sin \delta_k$	0,995	0,998	0,989		
$\cos \delta_k$	0,097	0,153	0,197		

Funcționarea în două faze (0,3 sec.)

t	0,3		0,4		0,5		0,6	
$E_{k-1}=2,33-1,263\cos\delta_{k-1}$	2,52	2,51	2,88	2,885	3,12	3,06	3,29	3,136
$P_{ek-1}=1,325E_{k-1}\sin\delta_{k-1}$	3,3	3,29	3,43	3,42	3,21	3,32	2,83	3,19
$\mu_{k-1}=\mu_{k-2}+\frac{\Delta t}{5}$	1	0,97	1	0,95	1	0,93	1	0,91
$P_{mk-1}=3,22(\mu_{k-1}-0,1)$	2,9	2,8	2,9	2,74	2,9	2,68	2,9	2,61
$P_{k-1}=P_{mk-1}-P_{emk-1}$	0,35	0,26	0,53	0,69	0,31	0,64		
$C\Delta t^2 P_{k-1}=8,88\ P_{k-1}$	3,11	2,31	4,7	6,13	2,76	5,7		
$\Delta\delta_k=\Delta\delta_{k-1}+8,88P_{k-1}$	13,11	17,91	14,41	11,78	11,65	6,08		
$\delta_k=\delta_{k-1}+\Delta\delta_k$	128,91	127,3	143,32	139,09	154,97	145,12		
$\sin\delta_k$	0,898	0,909	0,777	0,817	0,65	0,768		
$\cos\delta_k$	0,438	0,4158	0,628	0,676	0,76	0,6398		

Reanclanșarea

t	0,6	
$E_{k-1}=2,41-1,37\cos\delta_{k-1}$	2,45	3,286
$P_{ek-1}=1,36\ E_{k-1}\sin\delta_{k-1}$	2,165	3,43
$\mu_{k-1}=\mu_{k-2}+\frac{\Delta t}{5}$	1	0,9
$P_{mk-1}=3,22\ (\mu_{k-1}-0,1)$	2,9	2,61
$P_{k-1}=P_{mk-1}-P_{emk-1}$	0,4	0,7
$C\Delta t^2 P_{k-1}=8,88\ P_{k-1}$	3,58	6,22
$\Delta\delta_k=\Delta\delta_{k-1}+8,88\ P_{k-1}$	15,63	0,14
$\delta_k=\delta_{k-1}+\Delta\delta_k$	170,6	145,03

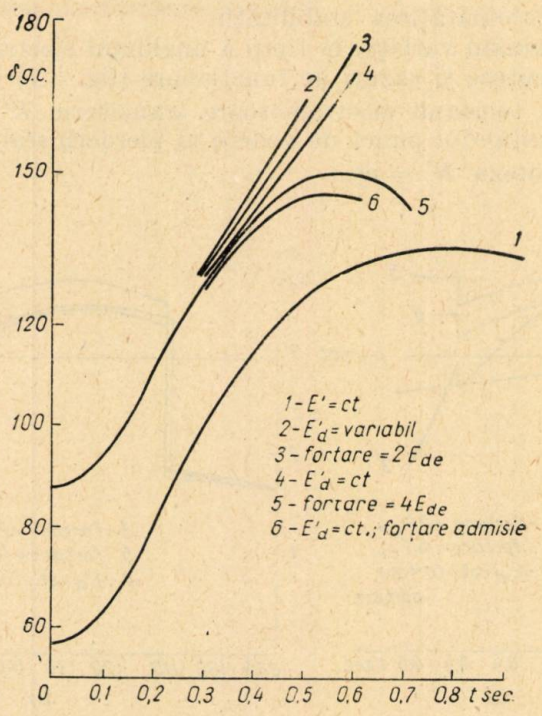


Fig. 3—7 — Variația unghiului electric ca funcție de timp pentru diverse ipoteze și cazuri de funcționare.

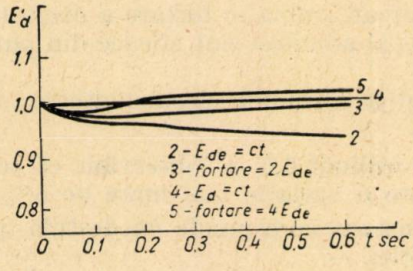


Fig. 3—8 — Variația tensiunii electromotoare tranzitorie pentru diverse cazuri de funcționare.

Se observă influența pozitivă pe care o poate avea forțarea admisiei ca mijloc de îmbunătățirea stabilității.

Dacă examinăm variația în timp a unghiului electric δ corespunzător la diferite ipoteze și cazuri de funcționare (fig. 3.7) observăm :

— Ipoteza tensiunii electromotoare tranzitorie $E' = \text{ct.}$ este optimistă (deci riscantă) din punct de vedere al pierderii stabilității dinamice în raport cu ipoteza $E'_d = \text{ct.}$;

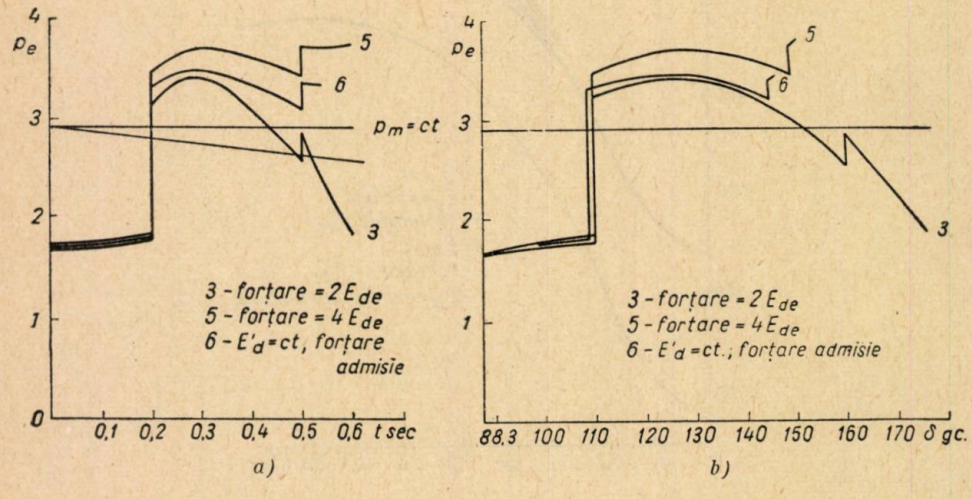


Fig. 3—9

— Ipoteza $E'_d = \text{ct.}$ conduce la o variație a unghiului fizic δ ca funcție de timp, destul de apropiată de cazurile E'_d variabil, fără sau cu influența unui reglaj al curentului de excitație la plafon uzual (2).

Se poate deci recomanda, cel puțin pentru cazurile mai frecvente centrală-linie-sistem energetic, calculul stabilității dinamice în ipoteza $E'_d = \text{constant}$, în locul ipotezei $E' = \text{constant}$. —

— În cazul examinat, numai o forțare a excitației la plafon ridicat (4) sau un reglaj intens al admisiei sînt eficace din punct de vedere al stabilității dinamice. —

Variația în timp a tensiunii electromotoare tranzitorie se poate urmări în fig. 3.8. —

Pentru timpi de ordinul 0,5 s observăm că tensiunea electromotoare tranzitorie nu are o variație mai mare de 5%.

Ipoteza $E'_d = \text{constant}$ corespunde cu destulă precizie (2%) reglajului intens al excitației. —

În figurile 3,9 *a*, *b* s-au reprezentat puterile electromagnetice și mecanice ca funcții de timp și unghi spre a remarca eficacitatea reglajului excitației și admisiei în cazul considerat. —

CONCLUZII

1. Pentru integrarea numerică prin metoda pas-cu-pas a ecuației mișcării rotorului unei mașini sincrone s-a studiat posibilitatea soluționării simple în ipoteza mai generală a variației lineare a puterii de accelerare ca funcție de timp. —

Relațiile de recurență stabilite nu complică mult calculele permițînd găsirea unor soluții mai exacte sau mărirea intervalului de timp. —

2. Calculul puterii electromagnetice ținînd seama de fenomenele tranzitorii din mașina sincronă cu poli aparenți se poate face fără dificultate mai exact prin eliminarea unor variabile intermediare (E_d) folosind relațiile deduse în lucrare. —

3. Exprimarea matricială a soluțiilor de curenți și tensiuni folosind metoda curenților ciclici respectiv tensiunilor nodale face posibilă, pe baza simetriei matricilor de impedanță respectiv admitanță, reducerea mai simplă a ordinului matricilor la jumătate. —

Formulele stabilite permit calculul direct al componentelor admitanțelor proprii și reciproce utile în determinarea puterilor electrice ale mașinilor sincrone. —

4. Ipoteza E'_d = constant conduce la rezultate apropiate de cazurile E'_d variabil influențat de reglajul excitației la plafon uzual (2). —

5. Forțarea admisiei prin acțiunea rapidă a distribuitorului servomotorului are efect sensibil asupra stabilității dinamice. —

ANEXA 1

Pentru evaluarea mai exactă a tensiunii electromotoare tranzitorie E'_{di} datorită acțiunii reglajului sau datorită schimbării condițiilor externe de funcționare, va trebui să ținem seama și de ecuațiile următoare ce rezultă din expresia componentei longitudinale a curentului I_{di} respectiv legea lui Ohm aplicată circuitului de excitație

$$E_{di} = E_i \frac{X_{di} - X'_{di}}{X_{qi} - X'_{di}} - E'_{di} \frac{X_{di} - X_{qi}}{X_{qi} - X'_{di}}$$

$$p\, T_{doi}\, E'_{di} + E_{di} = E_{dei}$$

Rezultă ecuația operațională necesară determinării regimului tranzitoriu scrisă în forma simbolică :

$$\left[1 + p\, T_{doi} \frac{X_{qi} - X'_{di}}{(X_{di} - X'_{di})\, a_i - (X_{di} - X_{qi})}\right] E'_{di} = \frac{X_{qi} - X'_{di}}{(X_{di} - X'_{di})\, a_i - (X_{di} - X_{qi})} \left[E_{dei} + \right.$$

$$\left. + a_i\, (X_{di} - X'_{di}) \sum_j E_j\, Y_{ij} \cos\, (\delta_{ij} - \alpha_{ij})\right]$$

Sau, adoptînd notații evidente, avem :

$$E'_{di}\, (1 + p\, T'_{di}) = b_i\, E_{dei} + a_i\, b_i\, (X_{di} - X'_{di}) \sum_j E_j\, Y_{ij} \cos\, (\delta_{ij} - \alpha_{ij})$$

Deoarece

$$a_i (X_{qi} - X'_{di}) \sum_j E_j Y_{ij} \cos(\delta_{ij} - \alpha_{ij}) = a_i E'_{di} - E_i$$

rezultă pentru calculul numeric expresia

$$\Delta E'_{dik} = \frac{b_i \left[E_{deik-1/2} + \frac{X_{di} - X'_{di}}{X_{qi} - X'_{di}} (a_i E'_{dik-1/2} - E_{ik-1/2}) \right] - E'_{dik-1}}{\frac{T_{di}}{\Delta t} + \frac{1}{2}}$$

ANEXA 2

În cazul metodei curenţilor ciclici, dacă se aleg în mod convenabil circuitele independente se poate forma un sistem de ecuaţii în complex, de forma :

$$\left.\begin{array}{l} \cdots\cdots\cdots \\ \sum_{j=1}^{n} \overline{Z}_{ij} \overline{I}_j = \overline{E}_i \\ \cdots\cdots\cdots \end{array}\right\} \begin{array}{l} \uparrow \\ i = 1,2 \ldots n \\ \downarrow \end{array}$$

S-au notat prin Z_{ii} impedanţa complexă totală a circuitului i iar prin Z_{ij} impedanţa comună circuitelor i şi j. —

Punînd în evidenţă părţile reale şi imaginare ale mărimilor complexe, $\overline{Z} = R + jX$, $\overline{I} = I^R + jI^X$, $\overline{E} = E^R + jE^X = E\cos\delta + jE\sin\delta$

rezultă ecuaţii de forma :

$$\left.\begin{array}{l} \cdots\cdots\cdots\cdots \\ \sum_{j=1}^{n} (R_{ij} I_j^R - X_{ij} I_j^X) = E_i^R \\ \\ \sum_{j=1}^{n} (X_{ij} I_j^R + R_{ij} I_j^X) = E_i^X \\ \cdots\cdots\cdots\cdots \end{array}\right\} \begin{array}{l} \uparrow \\ \\ i = 1,2 \ldots, n. \\ \\ \downarrow \end{array}$$

Matricial, sistemul anterior se poate scrie în felul următor :

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc} R_{11} & R_{12} \ldots & R_{1i} \ldots & -X_{11} & -X_{12} \ldots & -X_{1i} \ldots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ R_{i1} & R_{i2} \ldots & R_{ii} \ldots & -X_{i1} & -X_{i2} \ldots & X_{ii} \ldots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \hline X_{11} & X_{12} \ldots & X_{1i} \ldots & R_{11} & R_{12} \ldots & R_{1i} \ldots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ X_{i1} & X_{i2} \ldots & X_{ii} \ldots & R_{i1} & R_{i2} \ldots & R_{ii} \ldots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \end{array}\right] \left[\begin{array}{c} I_1^R \\ \cdot \\ I_i^R \\ \cdot \\ \hline I_1^X \\ \cdot \\ I_i^X \\ \cdot \end{array}\right] = \left[\begin{array}{c} E_1^R \\ \cdot \\ E_i^R \\ \cdot \\ \hline E_1^X \\ \cdot \\ E_i^X \\ \cdot \end{array}\right]$$

Prescurtat, sistemul de ecuaţii se poate scrie sub forma :

$$\left|\begin{array}{c|c} |R| & -|X| \\ \hline |X| & |R| \end{array}\right| \left|\begin{array}{c} |I^R| \\ \hline |I^X| \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c} |E^R| \\ \hline |E^X| \end{array}\right|$$

ANEXA 3

În cazul metodei tensiunilor nodale, pentru reţeaua alimentată de maşini electrice izotrope, se formează un sistem de ecuaţii de forma :

$$\sum_{\mu} \overline{V}_{\mu}\, \overline{Y}_{\nu\mu} = \sum_{\mu} \overline{E}_{\nu\mu}\, \overline{Y}_{\nu\mu} = \overline{I}_{\nu} \qquad \nu = 1,2\,..n$$

Indicele ν se referă la nodul ν pentru care s-a scris ecuaţia respectivă iar μ se referă la nodurile din vecinătatea nodului ν (legate direct de acesta).

Pentru a păstra forma compactă de scriere a ecuaţiilor convenim ca admitanţele $\overline{Y}_{\mu\mu}$ ce intervin ca factori ai tensiunii $\overline{V}_{\mu}$ să fie considerate cu semn schimbat.

Punînd în evidenţă părţile reale şi imaginare ale mărimilor complexe $\overline{Y} = G - jB$, $\overline{V} = V^R + jV^X$, $\overline{E} = E^R + jE^X$

rezultă un sistem de ecuaţii de forma :

$$\sum_{\mu} (G_{\nu\mu}\, V^R_{\mu} + B_{\nu\mu}\, V^X_{\mu}) = \sum_{\mu} (G_{\nu\mu}\, E^R_{\nu\mu} + B_{\nu\mu} E^X_{\nu\mu}) = I^R_{\nu}$$

$$\sum_{\mu} (-B_{\nu\mu}\, V^R_{\mu} + G_{\nu\mu}\, V^X_{\mu}) = \sum_{\mu} (-B_{\nu\mu}\, E^R_{\nu\mu} + G_{\nu\mu} E^X_{\nu\mu}) = I^X_{\nu}$$

$$\nu = 1,2 \ldots n$$

Matricial, sistemul anterior se poate scrie în felul următor :

$$\left|\begin{array}{c|c} \begin{matrix} G_{11}\ G_{12} \ldots G_{1\nu} \ldots \\ \ldots \\ G_{\nu 1}\ G_{\nu 2} \ldots G_{\nu\nu} \ldots \\ \ldots \end{matrix} & \begin{matrix} B_{11}\ B_{12} \ldots B_{1\nu} \ldots \\ \ldots \\ B_{\nu 1}\ B_{\nu 2} \ldots B_{\nu\nu} \ldots \\ \ldots \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} -B_{11} -B_{12} \ldots -B_{1\nu} \ldots \\ \ldots \\ -B_{\nu 1} -B_{\nu 2} \ldots -B_{\nu\nu} \ldots \\ \ldots \end{matrix} & \begin{matrix} G_{11}\ G_{12} \ldots G_{1\nu} \ldots \\ \ldots \\ G_{\nu 1}\ G_{\nu 2} \ldots G_{\nu\nu} \ldots \\ \ldots \end{matrix} \end{array}\right| \left|\begin{array}{c} V^R_1 \\ \vdots \\ V^R_{\nu} \\ \vdots \\ \hline V^X_1 \\ \vdots \\ V^X_{\nu} \\ \vdots \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c} I^R_1 \\ \vdots \\ I^R_{\nu} \\ \vdots \\ \hline I^X_1 \\ \vdots \\ I^X_{\nu} \\ \vdots \end{array}\right|$$

Prescurtat, sistemul de ecuaţii se scrie sub forma :

$$\left|\begin{array}{c|c} |G| & |B| \\ \hline -|B| & |G| \end{array}\right| \left|\begin{array}{c} |V^R| \\ \hline |V^X| \end{array}\right| = \left|\begin{array}{c} |I^R| \\ \hline |I^X| \end{array}\right|$$

ANEXA 4

Fie un generator i conectat la un nod ν al unei reţele care mai are şi alte noduri μ la care se află conectate generatoare l.

Tensiunea nodului ν ca mărime complexă se exprimă ca funcţie liniară de curenţii de scurtcircuit ai nodurilor independente,

$$V_\nu = \bar{Z}_{\nu\nu}\,\bar{I}_\nu + \ldots + \bar{Z}_{\nu\mu}\,\bar{I}_\mu$$

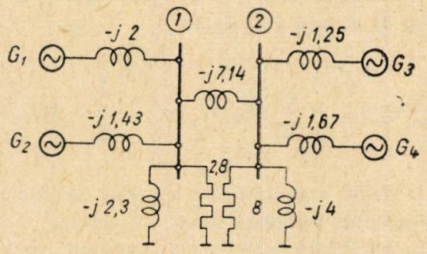


Fig. A.—1 — Schema reţelei pentru calculul impedanţelor proprii şi reciproce.

Curentul debitat de un generator i se poate exprima cu ajutorul tensiunii electromotoare $\bar{E}_i$, admitanţei $\bar{Y}_i$ şi tensiunii nodului $\bar{V}_\nu$ sub forma :

$$\bar{I}_i = (\bar{E}_i + V_\nu)\,\bar{Y}_i$$

Dacă la nodul ν mai sînt conectate şi alte generatoare l, avem

$$\bar{I}_\nu = \bar{I}_i + \ldots + \bar{I}_l = \bar{E}_i\,\bar{Y}_i + \ldots + \bar{E}_l\,\bar{Y}_l$$

Substituim $\bar{V}_\nu$ în expresia curentului $\bar{I}_i$ şi rezultă

$$\bar{I}_i = \bar{Y}_i\,(1 + \bar{Z}_{\nu\nu}\bar{Y}_i)\,\bar{E}_i + \ldots + \bar{Y}_i\,\bar{Y}_l\,\bar{Z}_{\nu\nu}\,\bar{E}_l + \ldots + \bar{Y}_i\,\bar{Y}_t\,\bar{Z}_{\nu\mu}\,\bar{E}_t + \ldots$$

Dacă se compară această expresie cu cea bine cunoscută a curentului $\bar{I}_i$ funcţie liniară de tensiunile electromotoare $\bar{E}_j$ rezultă expresiile admitanţelor proprii $\bar{Y}_{ii}$ şi mutuale $\bar{Y}_{ij}$ ($j = l, t \ldots$).

$$\bar{Y}_{ii} = \bar{Y}_i\,(1 + \bar{Y}_i\,\bar{Z}_{\nu\nu})$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$\bar{Y}_{il} = \bar{Y}_i\,\bar{Y}_l\,\bar{Z}_{\nu\nu}$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots$$

$$\bar{Y}_{it} = \bar{Y}_i\,\bar{Y}_t\,\bar{Z}_{\nu\mu}$$

$$\ldots\ldots\ldots\ldots$$

Ca exemplificare, vom considera cazul unui sistem electric ca cel schematizat în figura A—1.

În schemă s-au indicat valorile numerice ale conductanţelor şi susceptanţelor pentru diversele laturi ale reţelei, generatoarelor şi consumatorilor. —

Deoarece numărul nodurilor independente este mai mic ca al circuitelor independente este preferabilă metoda tensiunilor nodale pentru determinarea impedanţelor proprii şi reciproce.

Se determină mai întîi elementele matricilor conductanţă şi susceptanţă ale nodurilor. Rezultă următoarele valori :

$$|B| = \begin{vmatrix} -12{,}87 & 7{,}14 \\ 7{,}14 & -14{,}06 \end{vmatrix}, \quad |G| = \begin{vmatrix} -2{,}8 & 0 \\ 0 & -8 \end{vmatrix}$$

Folosind relaţiile matriciale deduse anterior se obţine :

$$-|R| = -(|B|^{-1}|G| + |G|^{-1}|B|)^{-1}|B|^{-1} = \begin{vmatrix} 0{,}0357 & 0{,}0319 \\ 0{,}0319 & 0{,}048 \end{vmatrix}$$

$$-|X| = -(|B|^{-1}|G| + |G|^{-1}|B|)^{-1}|G|^{-1} = \begin{vmatrix} 0{,}0832 & 0{,}0242 \\ 0{,}0242 & 0{,}0558 \end{vmatrix}$$

După determinarea matricilor rezistenţă $|R|$ şi reactanţă $|X|$ (pentru cazurile mai complexe cu ajutorul unei maşini cifrice de calcul), se pot calcula uşor admitanţele proprii şi reciproce ale diverselor laturi ce conţin tensiuni electromotoare.

Astfel rezultă

$$\overline{Y}_{11} = \overline{Y}_1(1 + \overline{Z}_{11}\overline{Y}_1) = (-j2)\,[1 - j_2(-0{,}0357 - j\,0{,}0832)] = 0{,}1428 - j\,1{,}6672$$
$$\overline{Y}_{21} = \overline{Y}_{12} = \overline{Y}_1\,\overline{Y}_2\,\overline{Z}_{11} = (-j2)(-j\,1{,}43)\,(-0{,}0357 - j\,0{,}0832) = 0{,}102 + j\,0{,}238$$
$$\overline{Y}_{31} = \overline{Y}_{13} = \overline{Y}_1\,\overline{Y}_3\,\overline{Z}_{12} = (-j2)(-j\,1{,}25)(-0{,}032 - j\,0{,}0242) = 0{,}08 + j\,0{,}06$$

. . . . . .

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ. ВЛИЯНИЕ ФОРСИРОВАНИЯ ВОЗБУЖДЕНИЯ И ВПУСКА

РЕЗЮМЕ

После составления рекурентного выражения для расчета движения синхронной машины, в предположении линейного изменения ускоряющей мощности как функции времени, предлагается метод численного расчета электрической мощности синхронной машины в комплексной системе, основанный на сохранении медленных переменных в уравнениях. Одновременно предлагается применение внешней эквивалентности для учета электромагнитных переходных явлений при исследовании динамической устойчивости.

Указываются затем матричные решения для расчета собственных и взаимных полных сопротивлений, основанные на методе циклических токов и узловых напряжений.

Наконец приводятся несколько примеров расчета для выяснения предложенных методов и выявления влияния форсирования возбуждения и впуска, а также некоторых упрощающих гипотез в типичном случае.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — 1. — Гипотеза линейного изменения ускорения.

Рис. 2. — 1. — Векторная диаграмма напряжений машины с кажущимися полюсами.

Рис. 3. — 1. — Типовая схема генератор — линия — мощная приемная система.

Рис. 3. — 2. — Схема прямой последовательности в переходном режиме.

Рис. 3 — 3. — Схема прямой последовательности в установившемся синхронном режиме.

Рис. 3 — 4. — Векторная диаграмма напряжений.

Рис. 3 — 5. — Эквивалентные расчетные схемы для короткого замыкания: *а* — однофазное; *в* — двухфазная работа.

Рис. 3 — 6. — Эквивалентные расчетные схемы для короткого замыкания *а* — однофазное; *в* — двухфазная работа.

Рис. 3 — 7. — Изменение электрического угла в зависимости от времени при различных гипотезах и случаях работы.

Рис. 3 — 8. — Изменение переходного электродвижущего напряжения для различных случаев работы.

Рис. А — 1. — Схема сети для расчета собственных и взаимных полных сопротивлений.

STABILITÉ DYNAMIQUE DES SYSTÈMES ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUES. INFLUENCE DE L'EXCITATION ET DE L'ADMISSION FORCÉES

RÉSUMÉ

Après avoir donné une formule récurrente pour le calcul du mouvement du rotor d'une machine synchrone, dans l'hypothèse de la variation linéaire de la puissance accélératrice, en fonction du temps, l'auteur propose une méthode permettant le calcul numérique de la puissance électrique d'une machine synchrone dans un système complexe, fondée sur la conservation des variables lentes dans les équations. En outre, il propose d'utiliser une équivalence externe qui tienne compte des phénomènes électromagnétiques transitoires dans l'étude de la stabilité dynamique.

Il indique ensuite des solutions matricielles pour le calcul des impédances propres et mutuelles, fondées sur la méthode des courants cycliques et des tensions nodales.

Enfin, il donne quelques exemples de calcul permettant de rendre plus claires les méthodes proposées et de faire ressortir l'influence de l'excitation, de l'admission forcée, ainsi que de quelques hypothèses simplificatrices, dans un cas typique.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1—1. — Hypothèse de la variation linéaire de l'accélération.
Fig. 2—1. — Diagramme vectoriel des tensions de la machine à pôles saillants.
Fig. 3—1. — Schéma type génératrice-ligne-système récepteur puissant.
Fig. 3—2. — Schéma de succession directe en régime transitoire.
Fig. 3—3. — Schéma de succession directe en régime synchrone permanent.
Fig. 3—4. — Diagramme vectoriel des tensions.
Fig. 3—5. — Schémas équivalents de calcul pour un court-circuit monophasé (*a*) et fonctionnement à deux phases (*b*).
Fig. 3—6. — Schémas équivalents de calcul pour un court-circuit monophasé (*a*) et fonctionnement à deux phases (*b*).
Fig. 3—7. — Variation de l'angle électrique en fonction du temps dans diverses hypothèses et divers cas de fonctionnement.
Fig. 3—8. — Variation de la tension électromotrice transitoire dans divers cas de fonctionnement.
Fig. A—1. — Schéma du réseau pour le calcul des impédances propres et mutuelles.

BIBLIOGRAFIE

1. K. E. JOHANSSON, Le réglage de la tension des machines synchrones. ASEA Revue (vol. 31), nr. 4 (1959).
2. W. FREY, Emploi de la théorie et des calculateurs électroniques dans la technique du réglage. Revue Brown Boveri, Tome 44, nr. 11 (1957).
3. P. COROLLER, Simulation of Synchronous Machine with an analogue Computer. The Brown-Boveri Review, vol. 46, nr. 5 (959).
4. A. DUDLER, Essais comparatifs de régulateurs de tension pour alternateurs de grande-puissance. Revue Brown-Boveri, nr. 5/6 (tom. 47) (1960).
5. TH. LAIBLE, Essais de réglage de tension à la centrale Lünersee. Bull. Oerlikon, nr. 339 ap. 1960.
6. D. S. BRERATON, Representation of Induction Motor during Power-System stability studies. Trans. AIEE., part. III, 1957.
7. G. V. MIHNEVICI, Reglarea automată a excitației generatorului sincron ca mijloc de îmbunătățire a stabilității. Studii și cercetări de energetică VII, nr. 3 (1958).
8. TH. LAIBLE, Le comportement des machines synchrones lors de perturbations de la stabilité. Bul. Oerlikon, nr. 310, Iun. (1955).
9. D. E. TROFIMENKO, Despre eficacitatea excitării rapidă cu tuburi ionice în ce privește creșterea stabilității dinamice a liniilor de transport a energiei. Electricitatea, nr. 1 (1954) (trad. l. rusă EES-București 1955).
10 — Stabilitatea dinamică a transportului de energie electrică la mare distanță în cazul reglării proporționale a excitației. Electricitatea, nr. 10 (1956) (trad. l. rusă EES) — București.
11. V. A. VENIKOV, În legătură cu problema eficacității forțării excitației generatoarelor. Electricitatea, nr. 1 (1955) (trad. l. rusă EES) București.
12. W. FREY, Evolution récente de la question de l'excitation et du réglage des machines synchrones, CIGRÉ (1958), Rap. 127.
13. C. APETREI, Criterii pentru aprecierea tehnico-economică a schemelor de excitație a mașinilor sincrone. Studii și cercetări de energetică, tom. X, nr. 1 (1960).
14. E. VOIPIO, Le choix des régulateurs de tension destinés aux lignes de transport fortement chargées. CIGRÉ (1958).
15. V. A. VENIKOV, Le réglage à action forte dans les réseaux électriques de l'URSS. CIGRÉ (1960), Rap. 325.
16. F. S. ROTHE, Influence des régulateurs de tension des générateurs sur la stabilité et les possibilité de charge du générateur par la ligne. — CIGRÉ (1954), Rap. 321.
17. P. LANGER, K. JOHANSSON, Influence du signal dépendant du décalage angulaire du rotor d'une machine synchrone en charge sur le réglage de la tension de cette machine. CIGRÉ (1960), Rap. 315.

18. P. S. JDANOV, Stabilitatea sistemelor electrice. — EES. (trad. l. rusă).
19. S. B. CRARY, Power system stability-vol. II., New York (John Wiley & Sons), London (Champman & Hall).
20. E. W. KIMBARK, Power system stability-vol. III, New York (John. Willey), London (Chapmann, Hall).
21. I. MARCOVICI, Sistemele energetice şi regimurile lor de funcţionare.
22. В. А. ВЕНИКОВ, *Электрические переходные процессы в электрических системах.* ГЕИ Москва — Ленинград (1958).
23. H. BUHLER, Les bases théoriques et la réalisation de notre modèle électronique d'alternateur complète. Bull. Oerlikon, nr. 330/oct. (1958).
24. L. GROZA, Utilizarea calculatorului numeric şi a metodei separării nodurilor în probleme actuale de stabilitate şi reglaj. Energetica, nr. 7 (1960).
25. S. IONESCU, M. POMÎRLEANU, Introducerea efectului reglajului automat asupra regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice. Studii şi cercetări de energetică, nr. 1 (1961).
26. P. D. AILETT, The energy-Integral criterions of transient systems. The Proceedings of IEE, vol. 105, Parc C, nr. 8 (1958).
27. E. H. HUBERT, G. H. MARCHAL, Contribution théorique et expérimentale à l'étude des limites de stabilitée dans le réenclenchement ultrarapide triphasé. CIGRÉ (1950) Rap. 305.
28. H. K. MASSERLE, Influence des réactances de machines et de lignes de transport sur la stabiliteé dynamique des alternateurs. CIGRÉ (1960) rap. 315.
29. C. CONCORDIA, Effect of synchronous machine transient rotor saliency on changes in terminal Voltage. AIEE transactions, part. III. Power-apparatur and System, sapril. 1955.
30. B. D. METHTA, B. ADKINS, Transient torque and Load Angle of a syncrhronous Generator following several Types of System Disturbance. Proceedings of IEE, Part. A, nr. 31, febr. (1950) (vol. 107).
31. V. M. GORNSTEIN, Condiţiile de restabilire a sincronismului după perturbarea stabilităţii. Electricitatea, nr. 10 (1954) (trad. l. rusă EES Bucureşti).
32. C. PENESCU, Considération sur le couplage en parallèle des alternateurs par la méthode de l'autosynchronisation, CIGRÉ (1958), rap. 101.
33. В. И. ГОРУШКИН, *Влияние форсировки и регулирования возбуждения на динамическую устойчивость дальних передач.* Проблемы энергетики. Академия наук СССР. Москва (1959).
34. V. A. VENIKOV, În legătură cu problema eficacităţii forţării excitaţiei generatoarelor. Electricitatea, 1955 (trad. l. rusă EES Bucureşti).
35. I. A. SIROMIATNIKOV, L'expérience de l'exploitation des réseaux électriques en URSS après l'introduction de l'excitation forcée des générateurs. CIGRÉ, (1948), rap. 336.
36. В. В. СОЛОДОВНИКОВ, *Основы автоматического регулирования.* Теория. Раздел VIII. Машгиз, Москва, 1954.
37. E. O. NORINDER, A rational Method for the step-by-step Calculations in Power System Transient stability studies. Trans. AIEE, part. III (1955) (dec.), vol. 74.
38. L. CASTANGNETTO, Sur l'intégration numérique de l'équation de stabilité. Comptes rendus de l'Académie de Sciences. Paris (1958), nr. 2.
39. P. DIMO, Analiza nodală utilizînd curenţii de scurt circuit în cazul reţelelor complexe. Energetica, nr. 8 (1960).
40. A. PETROIANU, Determinarea circulaţiilor de putere într-o reţea buclată cu ajutorul calculului matricial, Energetica, nr. 8 (1960).

REZULTATE OBŢINUTE CU MAŞINA ELECTRONICĂ CIFRICĂ CIFA-2 LA CALCULUL REGIMURILOR DINAMICE ALE SISTEMELOR ELECTROENERGETICE LUÎND ÎN CONSIDERARE INTERVENŢIA REGULATOARELOR AUTOMATE*)

DE

SEBASTIAN IONESCU şi MARIUS POMÎRLEANU

1. INTRODUCERE

Într-un articol precedent [8] s-a arătat modul de introducere în calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice a efectelor regulatoarelor automate (de tensiune, viteză sau frecvenţă).

În articolul de faţă se aduc o serie de precizări metodei de integrare numerică a ecuaţiilor diferenţiale ale regulatoarelor dată anterior [8].

În continuare, metoda propusă este exemplificată prin calculul unor regimuri dinamice, rezultate în urma unei deconectări bruşte de sarcină, ale unui sistem electroenergetic cu două generatoare şi consumator unic. Calculele au fost efectuate cu ajutorul calculatorului electronic cifric CIFA-2 şi extinse pe o durată relativ lungă de timp (cca. 7 secunde).

Se prezintă apoi procedeele de verificare a rezultatelor obţinute, prin folosirea de ciclări repetate la fiecare interval, pînă cînd diferenţa a două mărimi obţinute la două ciclări succesive a fost mai mică decît un număr dat ε.

În încheiere se trag concluzii asupra metodei propuse.

---

*) Lucrare prezentată la sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 24 februarie, 1961.

2. PRECIZAREA METODEI DE INTEGRARE NUMERICĂ A ECUAŢIILOR DIFERENŢIALE

În articolul citat [8] s-a arătat că, pentru calculul pe un interval oarecare al răspunsului y, este posibil ca ecuaţiei diferenţiale cu coeficienţi constanţi $y(t) = f(D) \cdot x(t)$ ($x(t)$ fiind o funcţie în trepte) să i se aplice transformanta Carson în condiţii iniţiale nenule, considerate imediat

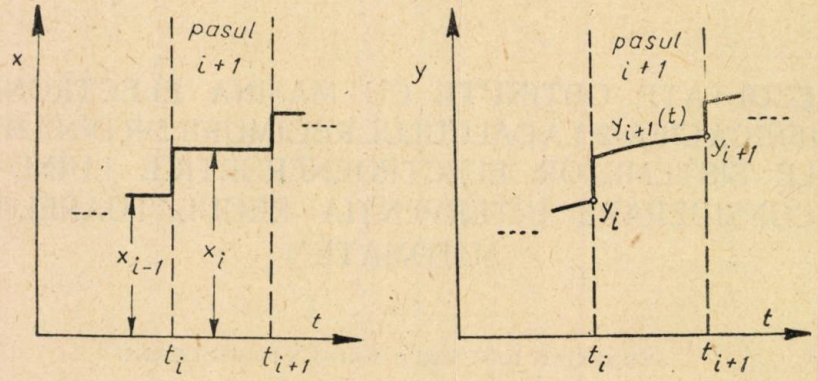


Fig. 1. — Determinarea curbei de răspuns la pasul $i+1$ funcţie de valoarea mărimii de intrare şi de condiţiile iniţiale.

înainte de saltul, corespunzător intervalului respectiv, a mărimii de intrare $x(t)$.

Considerăm deci ecuaţia diferenţială (1) scrisă sub forma simbolică

$$y(t) = f(D) \cdot x(t) = \frac{U(D)}{V(D)} \cdot x(t), \tag{1}$$

unde

$$D = \frac{d}{dt}; \quad \begin{aligned} u(D) &= b_j \cdot D^j + b_{j-1} \cdot D^{j-1} + \ldots + b_1 \cdot D + b_0, \\ V(D) &= a_k \cdot D^k + a_{k-1} \cdot D^{k-1} + \ldots + a_1 \cdot D + a_0. \end{aligned} \quad (k \geqq j)$$

Prin integrarea acestei ecuaţii pentru un interval oarecare $i+1$, se va obţine valoarea răspunsului y_{i+1} la sfîrşitul acestui interval (fig. 1) funcţie de mărimea de intrare x_i şi de condiţiile iniţiale la $t_i = t_i - \varepsilon$

$$(x_{i-1})_{t_i}, \quad (y_i)_{t_i}, \quad \left(\frac{dy}{dt}\right)_{t_i}, \quad \ldots \text{ [8], [9].}$$

Însă, la calculul transformantei unei derivate de ordinul k a unei funcţii y, apar drept condiţii iniţiale pe lîngă valoarea funcţiei y înainte de salt (de exemplu la t_i) şi valoarea tuturor derivatelor pînă la ordinul $k-1$, din punctul t_i. Calculul exact al acestor derivate se poate face, însă este

suficient de laborios *). El poate fi ocolit prin descompunerea ecuației diferențiale de gradul k în k ecuații de gradul 1.

Pentru aceasta, admițînd că ecuațiile $U(D) = 0$ și $V(D) = 0$, au rădăcini reale, vom scrie ecuația (1) sub forma (2)

$$y(t) = \frac{b_j}{a_k} \cdot \frac{(D + \beta_j) \cdot (D + \beta_{j-1}) \dots (D + \beta_1)}{(D + \alpha_k) \cdot (D + \alpha_{k-1}) \dots (D + \alpha_1)} \cdot x(t), \tag{2}$$

în care $\beta_j \dots \beta_1$, $\alpha_k \dots \alpha_1$ sînt rădăcinile luate cu semn schimbat ale lui $U(D) = 0$ și $V(D) = 0$.

Ecuația (2) este echivalentă cu următorul sistem de ecuații diferențiale (3)

$$z(t) = \frac{b_j}{a_k} \cdot \frac{D + \beta_1}{D + \alpha_1} \cdot x(t); \quad u(t) = \frac{D + \beta_2}{D + \alpha_2} \cdot z(t); \quad v(t) = \frac{D + \beta_3}{D + \alpha_3} u(t) \dots \tag{3}$$

pînă la $y(t) = \dfrac{1}{D + \alpha_k} \cdot m(t)$.

Din aceste (k) ecuații de gradul 1, (j) sînt ecuații de forma

$$\frac{D + \beta_i}{D + \alpha_i} \text{ și } (k - j) \text{ de forma } \frac{1}{D + \alpha_k} \quad (k \geqq j).$$

Aplicînd sistemului (3) transformata Carson se obține pentru un interval oarecare (de ex. $i + 1$)

$$z_{i+1}(p) = \frac{b_j}{a_k} \cdot \frac{p + \beta_1}{p + \alpha_1} \cdot x_i(p) - \frac{b_j}{a_k} \cdot \frac{p}{p + \alpha_1} \cdot x_{i-1} + \frac{p}{p + \alpha_1} \cdot z_i, \tag{4}$$

unde $x_i(p)$ este transformata funcției $x(t)$ în intervalul respectiv (dacă $x_i(t) = \text{const.} = x_i$, atunci $x_i(p) = x_i$);

x_{i-1} este valoarea inițială a lui $x(t)$ înainte de salt;

z_i idem pentru $z(t)$.

În continuare se obține

$$u_{i+1}(p) = \frac{p + \beta_2}{p + \alpha_2} \cdot z_{i+1}(p) - \frac{p}{p + \alpha_2} \cdot z_i + \frac{p}{p + \alpha_2} \cdot u_i \tag{5}$$

și folosind (4)

$$u_{i+1}(p) = \frac{p + \beta_2}{p + \alpha_2} \cdot \frac{p + \beta_1}{p + \alpha_1} \cdot \frac{b_j}{a_k} \cdot x_i(p) - \frac{p + \beta_2}{p + \alpha_2} \cdot \frac{p}{p + \alpha_1} \cdot \frac{b_j}{a_k} \cdot x_{i-1} +$$

$$+ \frac{p + \beta_2}{p + \alpha_2} \cdot \frac{p}{p + \alpha_1} \cdot z_i - \frac{p}{p + \alpha_2} \cdot z_i + \frac{p}{p + \alpha_2} \cdot u_i. \tag{6}$$

*) Evaluarea aproximativă a derivatelor de ordinul 1 și 2 poate duce la cumulări de erori inadmisibil de mari.

Procedînd mai departe în mod analog se obţine $v_{i+1}(p) \ldots y_{i+1}(p)$. Originalele acestor funcţii rezultă relativ simplu, dacă ordinul k al ecuaţiei diferenţiale nu este prea mare, folosind tabele de transformate Carson [7].

Astfel pentru $z_{i+1}(t)$ considerînd $x_i(t) = \text{const.}$ pe interval, se obţine

$$z_{i+1}(t) = \frac{b_j}{a_k} \cdot \left(\frac{\beta_1}{\alpha_1} + \frac{\alpha_1 - \beta_1}{\alpha_1} \cdot e^{-\alpha_1 t} \right) \cdot x_i - \frac{b_j}{a_k} \cdot e^{-\alpha_1 t} \cdot x_{i-1} + e^{-\alpha_1 \cdot t} \cdot z_i. \quad (7)$$

Valoarea z_{i+1} la sfîrşitul intervalului $i+1$ rezultă introducînd în ecuaţia (7) $t = \Delta t$, Δt fiind acelaşi pentru toţi paşii. Se observă că în acest caz coeficienţii lui x_i, x_{i-1} şi z_i devin nişte constante, valabile pentru toate intervalele şi care deci trebuie calculate o singură dată.

Astfel (7) se scrie

$$z_{i+1} = A_z \cdot x_i + B_z \cdot x_{i-1} + C_z \cdot z_i, \quad (8)$$

unde

$$A_z = \frac{b_j}{a_k} \cdot \left(\frac{\beta_1}{\alpha_1} + \frac{\alpha_1 - \beta_1}{\alpha_1} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot \Delta t} \right),$$

$$B_z = -\frac{b_j}{a_k} \cdot e^{-\alpha_1 \cdot \Delta t}; \quad C_z = e^{-\alpha_1 \cdot \Delta t}.$$

În mod analog se va obţine u_{i+1}

$$u_{i+1} = A_u \cdot x_i + B_u \cdot x_{i-1} + C_u \cdot z_i + D_u \cdot u_i \quad (9)$$

şi aşa mai departe pînă la y_{i+1}.

În concluzie a rezultat deci că răspunsul y_{i+1} la sfîrşitul intervalului $i+1$, se determină prin calculul valorilor a k polinoame cu coeficienţi constanţi funcţie de mărimile de intrare x_i şi x_{i-1} şi de valorile intermediare

$$z_i, \; u_i, \; \ldots \; y_i \text{ dinainte de salt.}$$

Se observă că nu intervin alte valori din intervalele anterioare şi nici derivatele funcţiei y.

În cazul în care ordinul ecuaţiei diferenţiale este mare, o simplificare importantă rezultă prin introducerea în locul variaţiilor reale a mărimilor, variaţii liniare în timp.

Astfel, fie spre exemplu, ecuaţia diferenţială (10)

$$y(t) = a \cdot \frac{D + \beta_1}{(D + \alpha_2) \cdot (D + \alpha_1)} \cdot x(t), \quad (10)$$

pe care o descompunem în sistemul (11)

$$\left.\begin{aligned} z(t) &= a \cdot \frac{1}{D + \alpha_2} \cdot x(t), \\ y(t) &= \frac{D + \beta_1}{D + \alpha_1} \cdot z(t). \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

Soluțiile sistemului (11), pentru intervalul $i+1$, sînt de forma (12)

$$\left.\begin{aligned} z_{i+1} &= A_z \cdot x_i + B_z \cdot z_i , \\ y_{i+1} &= A_y \cdot x_i + B_y \cdot z_i + C_y \cdot y_i . \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Dacă considerăm răspunsul y ca mărimea de ieșire a unui regulator de tensiune (ecuația (10) corespunde funcției de transfer a unui regulator cu sectoare tip BBC [3]), pentru determinarea tensiunii de excitație a generatorului E_{de} (sau a abaterii acesteia ΔE_{de}), se procedează astfel: cunoscînd funcția de transfer a excitatoarei $\left(\text{de forma } \frac{k_e}{T_e D + 1}\right)$ se scrie transformata abaterii tensiunii de excitație (13)

$$\Delta E_{de,i+1}(p) = \frac{k_e}{T_e p + 1} \cdot y_{i+1}(p) + \frac{T_e \cdot p}{T_e p + 1} \cdot \Delta E_{de,i} , \tag{13}$$

în care

$\Delta E_{de,i}$ este valoarea inițială a lui ΔE_{de} (la sfîrșitul pasului i).

Introducînd expresia lui $y_{i+1}(p)$ în ecuația (13) rezultă $\Delta E_{de,i+1}(p)$ iar apoi originalul $\Delta E_{de,i+1}$.

O simplificare importantă se obține prin considerarea lui $y_{i+1}(t)$ o funcție liniară de timp pe interval:

$$y_{i+1}(t) = y_i + \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta t} \cdot t \tag{14}$$

și deci

$$y_{i+1}(p) = y_i + \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta t} \cdot \frac{1}{p} \tag{15}$$

unde y_{i+1} se obține din a 2-a relație din (12). Introducerea ecuației (15) în (13) conduce la expresia (16):

$$\Delta E_{de,i+1}(p) = \frac{k_e}{T_e p + 1} \cdot y_i + \frac{k_e}{T_e p + 1} \cdot \frac{y_{i+1} - y_i}{\Delta t} \cdot \frac{1}{p} + \frac{T_e p}{T_e p + 1} \cdot \Delta E_{de,i} , \tag{16}$$

al cărui original este simplu.

În mod asemănător se poate proceda pentru calculul f.e.m. tranzitorie longitudinală a generatorului $E'_{d,i+1}$ (vezi capitolul următor).

După cum rezultă din cele expuse, introducerea în calcul a unor mărimi variabile liniar în timp în locul variațiilor reale conduce la simplificări importante, dacă ordinul ecuațiilor diferențiale este mare. Calculele efectuate pe un exemplu (vezi capitolul 4) au arătat că erorile obținute sînt mici la intervalele de timp obișnuit folosite în stabilitatea dinamică.

3. PRINCIPIILE DE CALCUL AL UNUI REGIM DINAMIC DINTR-UN SISTEM ELECTROENERGETIC

Deoarece pentru un sistem energetic complex o rezolvare simultană a tuturor ecuaţiilor regimului dinamic nu este practic posibilă, se recurge la efectuarea calculului pe intervale considerîndu-se că de-a lungul unui interval diverse mărimi sînt constante sau variază după o lege dată.

Soluţiile, pentru fiecare pas, ale ecuaţiilor diferenţiale care intervin, ţinînd seama de regulatoare, se determină cu metoda dată în capitolul 2, valorile mărimilor de intrare ale regulatoarelor menţinîndu-se constante pe fiecare interval.

Relaţiile pentru calculul mărimilor electromecanice, sînt cele cunoscute din lucrările anterioare [1], [4], [8], [9].

Calculul unui pas oarecare $i+1$ considerînd cunoscute mărimile obţinute la pasul anterior se face astfel:

Cunoscînd abaterile puterilor electrice (ΔP_{ei}) şi puterilor mecanice (ΔC_{mi}) se determină valorile abaterilor unghiurilor generatoarelor sistemului ($\Delta\delta_{i+1}$) la sfîrşitul pasului $i+1$

$$\Delta\delta_{i+1} = \Delta\delta_i + \frac{\Omega_n}{T}(\Delta P_{ei} - \Delta C_{mi}) \cdot \Delta t^2 \qquad (17)^*)$$

unde

Ω_n — viteza de sincronism,
T — timpul de lansare al grupului,
Δt — intervalul de timp considerat.

Se obţin apoi unghiurile generatoarelor faţă de o axă sincronă unică

$$\delta_{i+1} = \delta_i + \Delta\delta_{i+1}. \qquad (18)$$

Pentru a găsi valoarea lui $E'_{d,i+1}$ corespunzătoare sfîrşitului acestui pas, se integrează ecuaţia (19) după metoda expusă în capitolul 2, pentru o funcţie de transfer dată a circuitului de reglaj de tensiune [8]

$$(T'_d \cdot D + 1)\,(E'_d - E'_{d_0}) = -\varphi_u(D)\frac{x'_d}{x_d}(U - U_0) + \frac{x_d - x'_d}{x_d}(U_d - U_{d_0}), \qquad (19)$$

unde $\varphi_v(D)$ este funcţia de transfer a regulatorului de tensiune şi excitatoarei, iar $U_d = U \cdot \cos\delta$.

Se obţine un număr de ecuaţii algebrice cu coeficienţi constanţi egal cu ordinul ecuaţiei diferenţiale respective:

$$z_{i+1} = A_z \cdot (U_i - U_0) + B_z \cdot z_i, \qquad (20)$$

$$\vdots$$

$$E'_{d,i+1} = A_E \cdot (U_i - U_0) + B_E \cdot z_i + \ldots + H_E \cdot E'_{di} + J_E \cdot U_{di} + K$$

*) Pentru pasul 1 în locul valorii Δt^2 se introduce $\frac{1}{2} \cdot \Delta t^2$.

Prin trecerea succesiv dintr-o ecuație în alta se obține în final valoarea forței electromotoare tranzitorie $E'_{d,i+1}$. Cunoscînd cele n valori $E'_{d,i+1}$ corespunzătoare celor n generatoare ale sistemului, se pot calcula forțele electromotoare fictive $E_{Q,i+1}$ prin rezolvarea sistemului de ecuații de mai jos [2]:

$$\left.\begin{aligned} &a_{11} \cdot E_{Q1} + a_{12} \cdot E_{Q2} + \ldots + a_{1n} \cdot E_{Qn} = A_1 \cdot E'_{d1}, \\ &\vdots \\ &a_{n1} \cdot E_{Q1} + a_{n2} \cdot E_{Q2} + \ldots + a_{nn} \cdot E_{Qn} = A_n \cdot E'_{dn}, \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

unde

$$A_n = \frac{1}{x_{qn} - x'_{dn}}; \; a_{nn} = A_n - \frac{\cos \alpha_{nn}}{z_{nn}}; \; a_{1n} = \frac{\cos(\delta_{1,i+1} - \delta_{n,i+1} - \alpha_{1n})}{z_{1n}}$$

z_{nn} — impedanța proprie a generatorului n,
z_{1n} — impedanța mutuală între generatorii 1 și n
α_{nn} și α_{1n} — unghiurile complementare ale acestor impedanțe.

Cunoscînd forțele electromotoare fictive $E_{Q,i+1}$ se pot calcula cu formulele clasice puterile electrice active și reactive, tensiunile la bornele mașinilor sau în orice punct de rețea, unghiurile interne și componentele longitudinale ale tensiunii de la bornele generatoarelor etc. [1], [4],[6].

Prin integrarea ecuației reglajului de viteză [8] se obține pentru fiecare generator în parte un număr de ecuații algebrice simple cu coeficienți constanți de forma celor obținute pentru E'_d din care în cele din urmă se determină abaterea cuplului mecanic de la valoarea staționară inițială ($\Delta C_{m,i+1}$).

De observat că ecuațiile (20) nu reprezintă un sistem de ecuații care să necesite o rezolvare simultană deoarece în fiecare ecuație intervin pe lîngă mărimile de intrare ale regulatoarelor, o serie de mărimi intermediare (z, y etc.) care sînt deja calculate prin ecuațiile precedente (vezi exemplul de calcul: cap. 4).

4. EXEMPLE DE CALCUL

S-a considerat pentru exemplificare un sistem energetic format din două mașini legate între ele printr-o linie și avînd un singur centru de consum (fig. 2).

Sarcina este reprezentată printr-o impedanță constantă, iar perturbația constă în deconectarea bruscă a unei părți din această sarcină (aproximativ 22%). Ambele grupuri posedă reglaj de tensiune și reglaj de viteză, reglajul de tensiune făcîndu-se numai după valorile tensiunii de pe barele centralei respective. În calcule s-a neglijat rezistența liniei de legătură, cuplul asincron al generatoarelor sincrone, efectul saturației.

Exemplele au fost efectuate pe calculatorul electronic digital CIFA-2 pentru durate ale regimului tranzitoriu variind între 2—7 secunde adică 40—140 pași ($\Delta t = 0{,}05$ s).

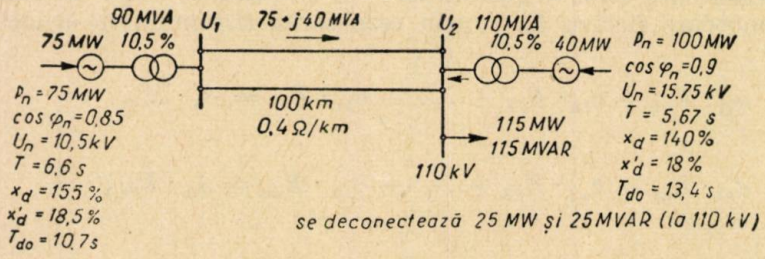


Fig. 2. — Schema electrică a sistemului electroenergetic.

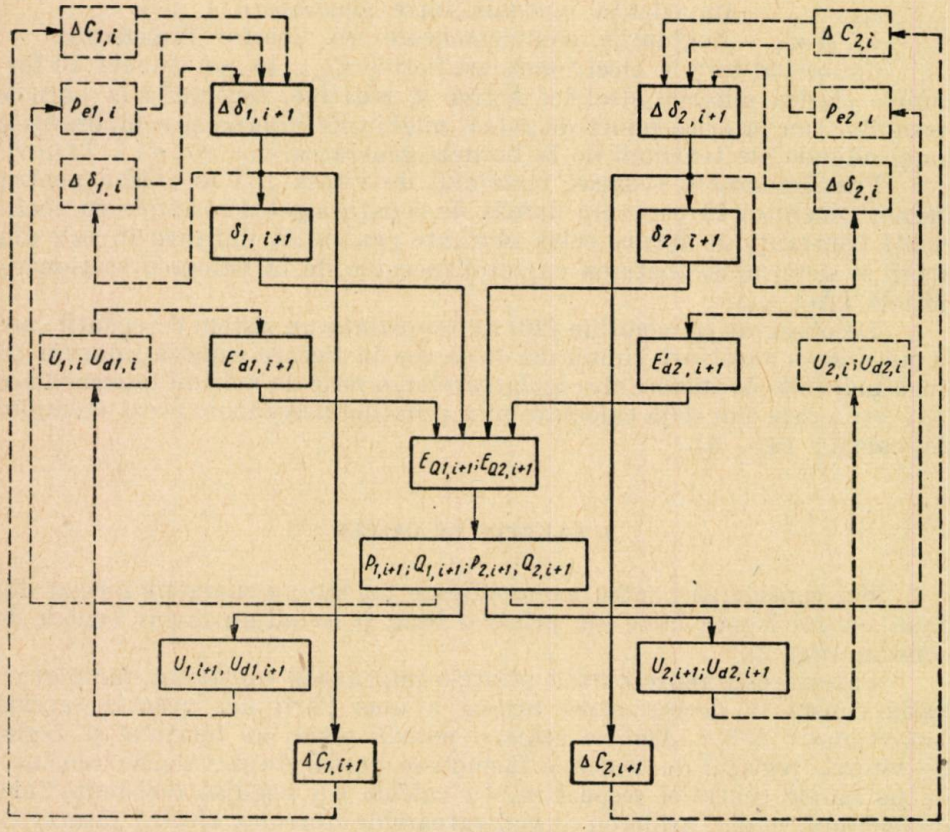


Fig. 3. — Schema logică utilizată la calculul pe mașina electronică.

Schema logică de calcul este dată în figura 3.

Ecuația reglajului de tensiune pentru generator a fost luată de forma

$$E_{de} = E_{de,0} - k_r \cdot \frac{T_r \cdot D + 1}{(T_u D + 1)(T_e D + 1)} \cdot (U - U_0), \qquad (22)^*)$$

unde $E_{de,0}$ și U_0 sînt valorile de regim staționar inițial ale tensiunii de excitație (raportată la stator) și respectiv ale tensiunii de la barele centralei. Pentru a găsi valoarea lui E_d' pentru pasul $i + 1$ vom descompune ecuația (19), conform metodei prezentate, în următoarele ecuații intermediare :

$$z = - k_r \cdot \frac{T_r D + 1}{T_u D + 1} \cdot (U - U_0), \qquad (23)$$

$$E_{de} = E_{de0} + \frac{1}{T_e D + 1} \cdot z, \qquad (24)$$

$$E_d' = \frac{1}{T_d' D + 1} \cdot \left(\frac{x_d'}{x_d} \cdot E_{de} + \frac{x_d - x_d'}{x_d} \cdot U_d \right). \qquad (25)$$

Calculînd originalele expresiilor de mai sus, pentru intervalul $i + 1$ cu ajutorul calculului operațional în condiții inițiale diferite de zero, și în ipoteza că tensiunea U se menține constantă de-a lungul intervalului de timp $\Delta t = 0{,}05$ secunde și egală cu valoarea de la începutul acestui interval (U_i), se obțin relațiile :

$$z_{i+1} = - k_r \left[1 + \left(\frac{T_r}{T_u} - 1 \right) \cdot e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} \right] \cdot (U_i - U_0) +$$

$$+ k_r \frac{T_r}{T_u} \cdot (U_{i-1} - U_0) + e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} \cdot z_i,$$

$$E_{de,i+1} = E_{de\,0} - k_r \left[1 - \frac{(T_u - T_r) e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} + (T_r - T_e) e^{-\frac{\Delta t}{T_u}}}{T_u - T_e} \right] \cdot (U_i - U_0) +$$

$$+ k_r \cdot \frac{T_r}{T_u - T_e} \cdot (e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} - e^{-\frac{\Delta t}{T_e}}) \cdot (U_{i-1} - U_0) +$$

$$+ \frac{T_u}{T_u - T_e} (e^{-\frac{\Delta t}{T_u}} - e^{-\frac{\Delta t}{T_e}}) z_i + e^{-\frac{\Delta t}{T_e}} (E_{de\,i} - E_{de\,0}).$$

Pentru integrarea ecuației (25) s-a considerat, pentru simplificarea calculului, U_d constant pe interval și E_{de} variind liniar în timp adică

$$E_{de,i+1}(t) = E_{de,i} + \frac{E_{de,i+1} - E_{de,i}}{\Delta t} \cdot t.$$

*) Pentru ambele mașini s-a luat $K_r = 54$; $T_r = 0{,}5$; $T_u = 1$; $T_e = 0{,}5$ s.

Deci originalul ecuaţiei (25) este :

$$E'_{d,i+1} = \frac{x'_d}{x_d} \cdot \left[1 - \frac{T'_d}{\Delta t}(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}})\right] \cdot E_{de,i+1} +$$

$$+ \frac{x'_d}{x_d}\left[\frac{\Delta t + T'_d}{T'_d}(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}}) - 1\right] E_{de,i} +$$

$$+ \frac{x_d - x'_d}{x_d} \cdot (1 - e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}}) \cdot U_{di} + e^{-\frac{\Delta t}{T'_d}} \cdot E'_{di}.$$

Înlocuind în relaţiile de mai sus valorile diverselor constante ce intervin s-au obţinut, de exemplu, pentru generatorul 2 următoarele expresii de calcul cu ajutorul cărora se determină, prin trecere succesiv, dintr-o ecuaţie în alta, pentru fiecare pas, valorile lui $E'_{d2,\,i+1}$:

$$z_{2,i+1} = -28{,}317\,(U_{2,i} - U_{2,0}) + 25{,}683\,(U_{2,i-1} - U_{2,0}) + 0{,}95123 \cdot z_{2,i}$$

$$E_{de,\,2,\,i+1} = E_{de,\,2,\,0} - 2{,}633 \cdot (U_{2,i} - U_{2,0}) + 2{,}505\,(U_{2,i-1} - U_{2,0}) +$$

$$+ 0{,}0928 \cdot z_{2,i} + 0{,}9048.\,(E_{de\,2,\,i} - E_{de\,2,\,0}),$$

$$E'_{d\,2,\,i+1} = 0{,}00187 \cdot E_{de\,2,\,i+1} + 0{,}001834\,E_{de\,2,\,i} +$$

$$+ 0{,}016095 \cdot U_{d\,2,\,i} + 0{,}9802 \cdot E'_{d\,2,\,i}.$$

Pentru calculul variaţiei cuplului mecanic (ΔC) pentru cei doi turbogeneratori, s-a considerat următoarea ecuaţie (în unităţi relative) [5] :

$$\Delta C_m = -\frac{1}{s} \cdot \frac{1}{\tau \cdot D + 1} \cdot \Delta\Omega.$$

Prin integrarea acestei ecuaţii se obţine pentru pasul $i + 1$ următoarea expresie a abaterii cuplului mecanic :

$$\Delta C_{m,\,i+1} = -\frac{1}{s}(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}) \cdot \Delta\Omega_{m,\,i+1} + e^{-\frac{\Delta t}{\tau}} \cdot \Delta C_{mi},$$

luînd, $s = 0{,}05$; $\tau = 4s$; $\Delta\Omega_{m,\,i+1} = \frac{\Delta\delta_{i+1}}{\Delta t}$ relaţiile de calcul pentru cei doi generatori (în valori absolute) devin :

$$\Delta C_{m\,1,\,i+1} = -0{,}0207 \cdot \Delta\delta_{1,\,i+1} + 0{,}9876 \cdot \Delta C_{m\,1,\,i} \cdot$$

$$\Delta C_{m\,2,\,i+1} = -0{,}0276 \cdot \Delta\delta_{2,\,i+1} + 0{,}9876 \cdot \Delta C_{m\,2,\,i} \cdot$$

Restul relaţiilor de calcul pentru un pas oarecare sînt cele utilizate pentru calculul stabilităţii dinamice [4], [6]. Rezultatele obţinute pentru acest exemplu sînt date în figurile 4, 5, 6, 7, 8, 9 (curbele cu linie punctată).

Din analiza curbelor din figurile 4 şi 5 se observă acţiunea destul de rapidă a regulatoarelor de tensiune care restabilesc o valoare staţionară

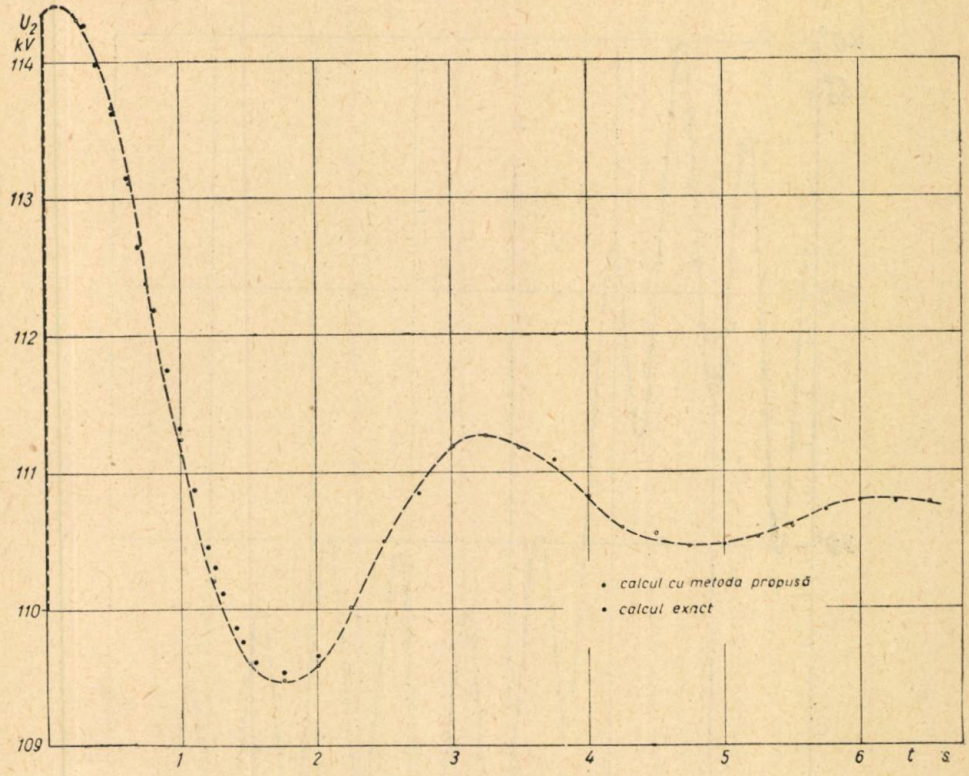


Fig. 4. — Variaţia tensiunii pe barele centralei *2*.

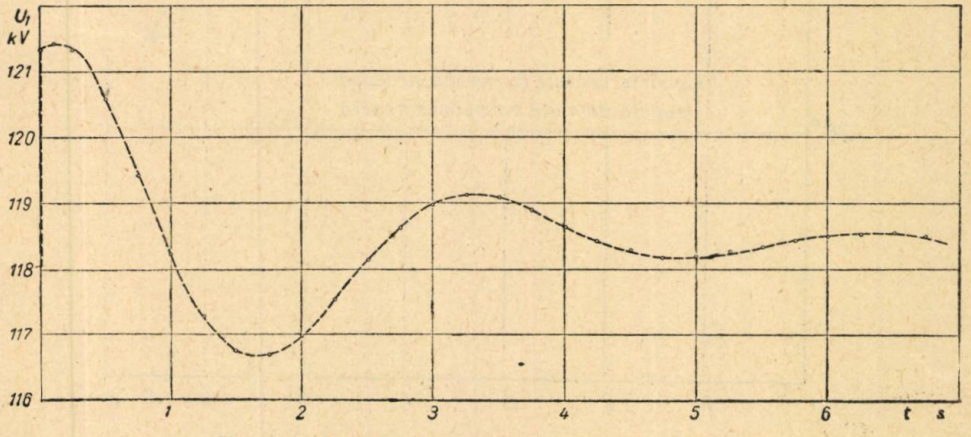


Fig. 5. — Variaţia tensiunii pe barele centralei *1*.

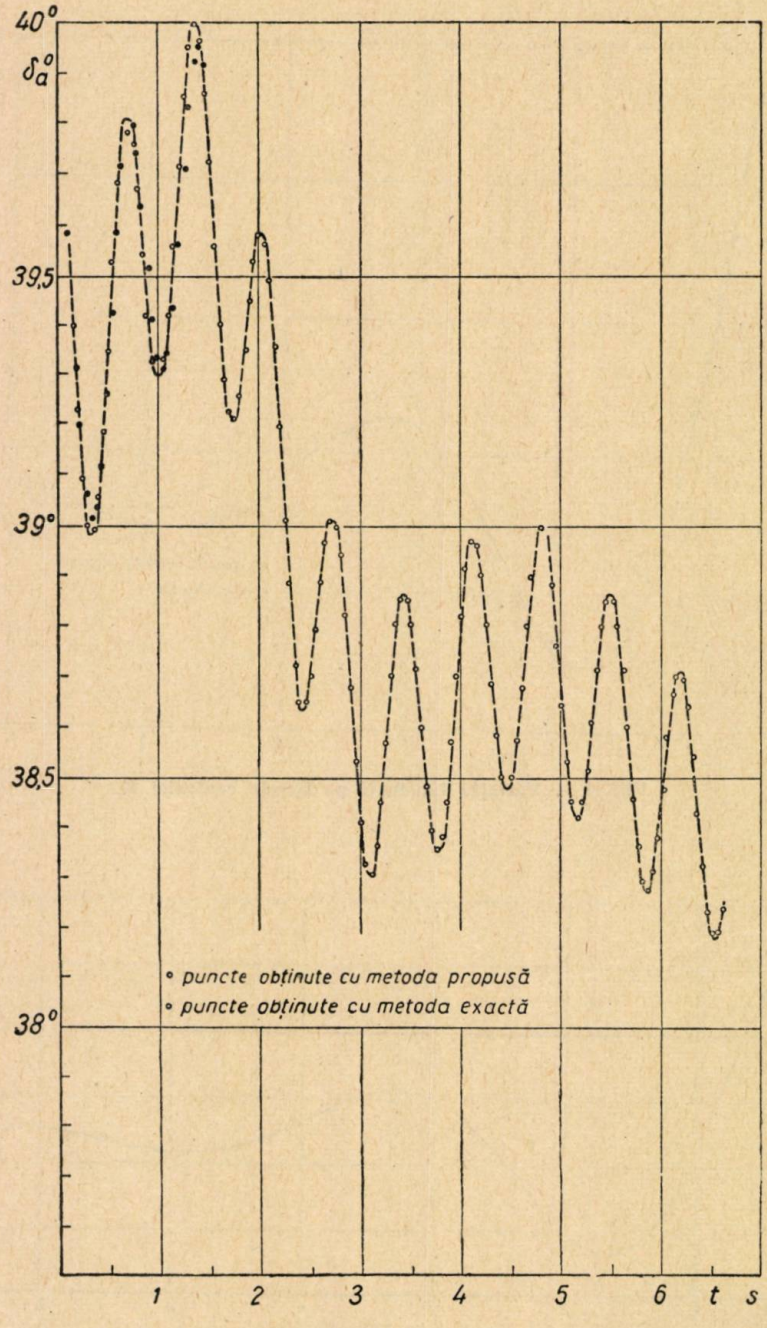


Fig. 6. — Variația unghiului intern al generatorului *1*.

în aproximativ 7 secunde. Această valoare corespunde cu cea obținută dintr-un calcul analitic efectuat ținînd seama de statismul dat regulatoarelor de tensiune.

Curba abaterii frecvenței funcție de timp (fig. 9) are un caracter oscilator datorită utilizării unei funcții de transfer simplificate ale regulatoarelor de viteză și a lipsei cuplurilor de amortizare.

Din curba abaterii de frecvență (fig. 9) s-a putut determina timpul de lansare al sistemului considerat.

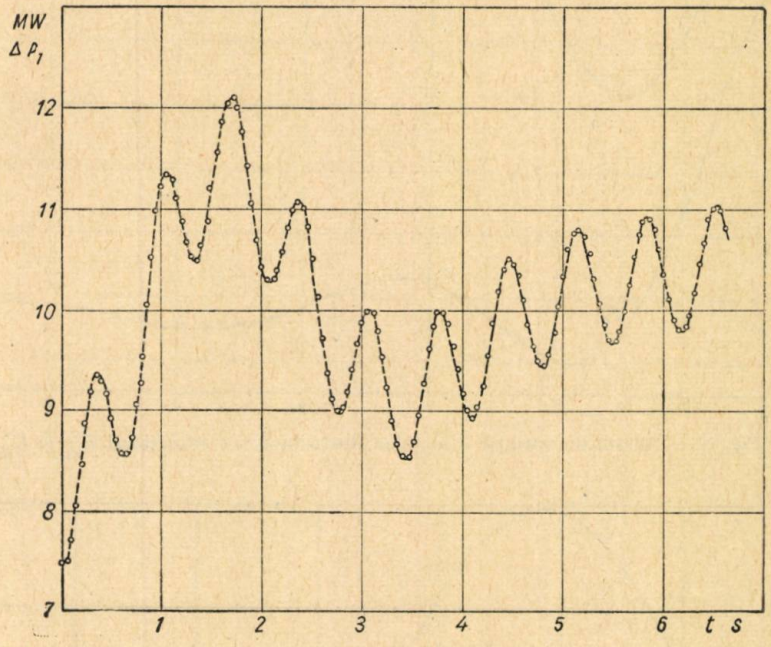


Fig. 7. — Abaterea puterii electrice a generatorului *1* de la valoarea staționară inițială.

Timpul de lansare măsurat utilizînd formula clasică este

$$T_m = \frac{\Delta P_{(0)}}{\frac{1}{f_n} \cdot \left(\frac{df}{dt}\right)_{(0)}} = 8{,}9\ s,$$

în care s-a introdus pentru $\Delta P_{(0)}$ valoarea puterii active deconectate (25 MW). Comparînd această valoare cu expresia teoretică a timpului de lansare (T_t),

$$T_t = \frac{\Sigma T_i \cdot P_{ni}}{\Sigma P_{ni}} = 6{,}1\ s,$$

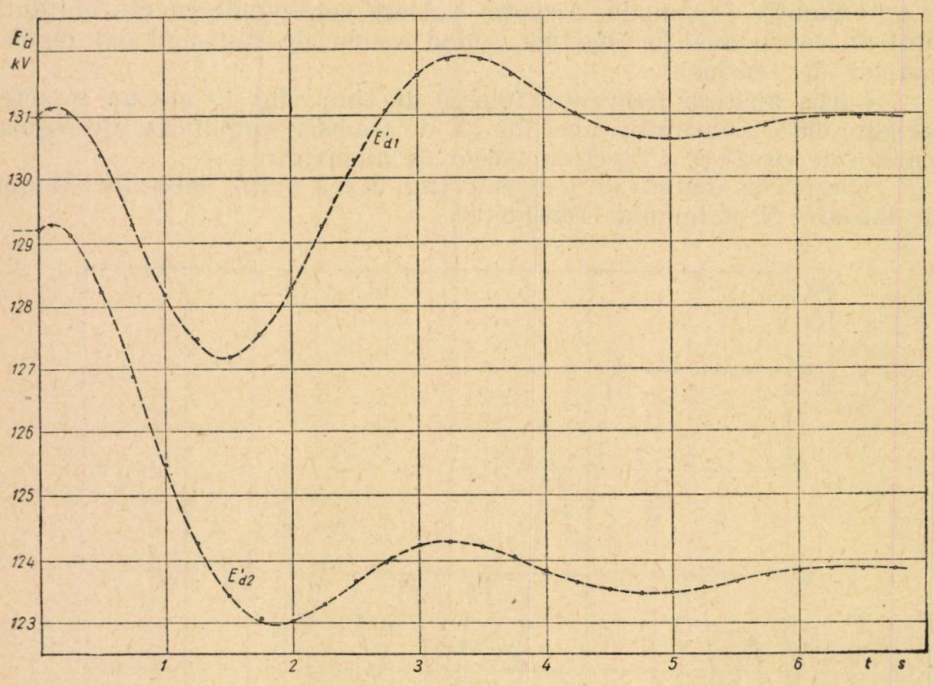


Fig. 8. — Modul de variație a forțelor electromotoare tranzitorii E'_{d1} și E'_{d2}.

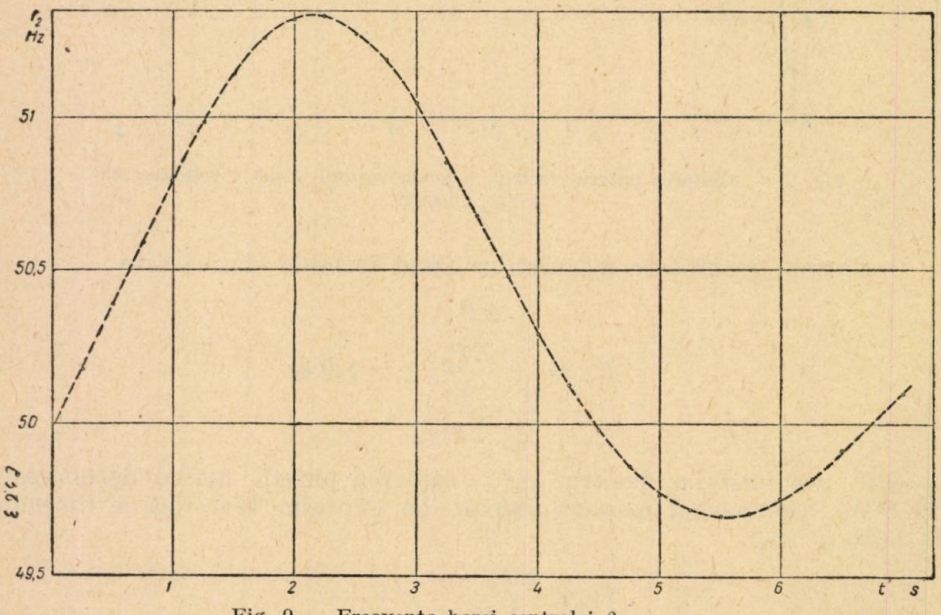


Fig. 9. — Frecvența barei centralei *2*.

se obține o eroare de 40% ceea ce se explică prin variația instantanee a tensiunii în momentul deconectării.

Dacă se introduce valoarea reală a puterii deconectate ($\Delta P_{(0)\,\text{real}} = 17{,}8$ MW) se găsește $T'_m = 6{,}35$ s destul de apropiat de valoarea teoretică.

Pentru a observa diferențele care se obțin în cazul calculului regimurilor dinamice utilizînd aproximațiile clasice ($E'_d = \text{const.}$, $\Delta C_m = 0$)

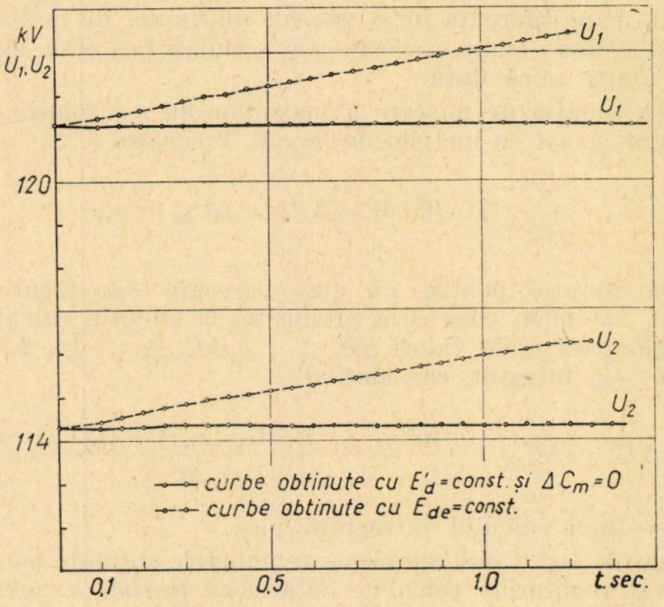


Fig. 10. — Variația tensiunilor barelor *1* și *2* în ipotezele simplificatoare : *a*) $\Delta E_{de} = \text{const.}$; *b*) $E'_d = \text{const.}$; $\Delta C_m = 0$.

față de valorile reale determinate mai sus, s-a efectuat un calcul pe aceeași schemă cu aceste aproximații. Din figura 10, unde sînt reprezentate variațiile tensiunilor pe cele două bare (*1* și *2*), se observă că aceste ipoteze simplificatoare rigidizează destul de mult sistemul.

Curbele punctate din figura 10 reprezintă variația acestor tensiuni în ipoteza lipsei regulatorilor de tensiune ($E_{de} = \text{const}$).

5. VERIFICĂRI

Pentru a verifica corectitudinea ipotezelor făcute, precum și pentru a stabili ordinul de mărime al erorilor cumulate s-a calculat regimul dinamic în cap. 4, după o metodă iterativă specială.

Prin această metodă calculul fiecărui pas era refăcut de cîteva ori după următoarea schemă de calcul:

La început se face calculul după metoda indicată în lucrare, adică menținînd constante pe fiecare pas puterile acceleratoare ale generatoarelor ($\Delta P_e - \Delta C_m$), valorile de intrare ale regulatoarelor (U, U_d) etc. După aceasta calculul aceluiași pas se reface considerînd că aceste mărimi nu rămîn constante ci au pe acest interval o variație liniară în timp; valoarea finală a acestei variații fiind cea determinată de calculul precedent efectuat pentru acest pas. Trecerea la calculul pasului următor avea loc în momentul în care diferența între valorile mărimilor de mai sus, obținute prin calculul a două etape succesive ale aceluiași pas erau mai mici decît o valoare foarte mică dată.

Pentru ecuația de mișcare a mașinilor nu s-a folosit ecuația (17) ci s-a integrat exact cu metoda de la cap. 2 ecuația:

$$\frac{1}{\Omega_n} \cdot T \cdot D^2(\delta) = \Delta P_{ei} - \Delta C_{mi} = \alpha_i . \tag{26}$$

Prima iterație pentru un pas oarecare s-a făcut considerînd $\Delta P_{ei} - \Delta C_{mi} = \text{const.}$ ceea ce a permis ca la sfîrșitul calculului acestui pas să se găsească noile valori $\Delta P_{e,i+1,1}$ și $\Delta C_{m,i+1,1}$. În a doua iterație ecuația (26) s-a integrat considerînd:

$$\alpha_{i1} = \Delta P_{ei} - \Delta C_{mi} + \frac{[\Delta P_{e,i+1,1} - \Delta C_{m,i+1,1}] - [\Delta P_{ei} - \Delta C_{mi}]}{\Delta t} \cdot t$$

refăcîndu-se apoi calculul întregului pas.

În figurile 4 și 6 sînt reprezentate punctele obținute pentru variațiile tensiunilor și unghiurilor calculate cu această metodă exactă. Comparîne du-le cu cele obținute prin metoda propusă în lucrare se poate stabili că erorile maxime nu depășesc 1% din valorile reale justificînd astfel utilizarea ei.

6. CONCLUZII

a. Utilizarea metodei numerice de integrare a ecuațiilor diferențiale ale regulatoarelor, dată în lucrare, conduce la relații de calcul în care intervin coeficienți constanți — ușor de folosit în calcule.

b. Acești coeficienți se determină o singură dată pentru toți pașii regimului dinamic și au o formă unică independent de ordinul ecuației diferențiale.

c. Metoda de calcul propusă conduce la soluții care conțin valori ale mărimilor numai din pasul anterior și deci poate fi ușor utilizată la calcule cu mașini electronice cifrice, deoarece ocupă un număr minim de adrese de memorie.

d. Metoda este suficient de generală, putînd fi aplicată la sisteme electroenergetice complexe.

e. Verificările făcute au arătat că, pentru variațiile mărimilor rezultate în exemplul de calcul considerat, este suficientă parcurgerea fiecărui interval o singură dată cu mărimi de intrare constante la regulatoare pe fiecare pas.

Autorii mulțumesc tov. ing. V. T o m a și G. M e i l t z de la Institutul de fizică atomică, pentru sprijinul dat în efectuarea calculelor pe calculatorul electronic CIFA-2.

РЕЗУЛЬТАТЫ, ПОЛУЧЕННЫЕ С ЦИФРОВОЙ ЭЛЕКТРОННОЙ МАШИНЫ CIFA-2 ПРИ РАСЧЕТЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ ДЕЙСТВИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

РЕЗЮМЕ

В работе в начале описывается уточнение метода расчета динамических режимов электроэнергетических систем с учетом автоматических регуляторов, предложенного ранее авторами (см. Studii și cercetări de energetică, 1961 г. № 1).

Далее приводятся расчетные примеры, произведенные при помощи цифровой вычислительной машины CIFA-2, а также результаты проверок, произведенных для установления точности метода.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. - Определение кривой ответа при шаге $i + 1$ в зависимости от значения величины входа и начальных условий.

Рис. 2. — Электрическая схема электроэнергетической системы.

Рис. 3. — Логическая схема, применяемая при вычислении на электронной машине.

Рис. 4. — Изменение напряжения на шинах станции 2.

Рис. 5. — Изменение напряжения на шинах станции 1.

Рис. 6. — Изменение внутреннего угла генератора 1.

Рис. 7. — Отклонение электрической мощности генератора 1 от начального стационарного значения.

Рис. 8. — Способ изменения переходных электродвижущих сил E'_{d1} и E'_{d2}.

Рис. 9. — Частота шин станции 2.

Рис.10. — Изменение напряжений шин 1 и 2 при упрощающих допущениях: *a*) ΔE_{de} = пост., *b*) E'_d = пост., $\Delta C_m = 0$.

RÉSULTATS FOURNIS PAR LA CALCULATRICE ÉLECTRONIQUE DIGITALE CIFA-2 LORS DU CALCUL DES RÉGIMES DYNAMIQUES DES SYSTÈMES ÉLECTRO-ÉNERGÉTIQUES, COMPTE TENU DE L'INTERVENTION DES RÉGULATEURS AUTOMATIQUES

RÉSUMÉ

Les auteurs commencent par préciser la méthode qu'ils avaient présentée antérieurement (voir « Studii şi cercetări de energetică », 1961, N° 1), pour le calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques, en tenant compte des régulateurs automatiques.

En continuant, ils donnent des exemples de calculs effectués à l'aide de la calculatrice électronique digitale CIFA-2, ainsi que les résultats fournis par les vérifications effectuées en vue d'établir la précision de la méthode.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Détermination de la courbe de réponse au pas $i + 1$, en fonction de la valeur de la grandeur à l'entrée et des conditions initiales.

Fig. 2. — Schéma électrique du système électro-énergétique.

Fig. 3. — Schéma logique utilisé pour le calcul à la machine électronique.

Fig. 4. — Variation de la tension aux barres collectrices de la centrale 2.

Fig. 5. — Variation de la tension aux barres collectrices de la centrale 1.

Fig. 6. — Variation du déplacement angulaire de la génératrice 1.

Fig. 7. — Ecart, par rapport à la valeur stationnaire initiale, de la puissance électrique de la génératrice 1.

Fig. 8. — Mode de variation des forces électromotrices transitoires E'_{d_1} et E'_{d_2}.

Fig. 9. — Fréquence de la barre de la centrale 2.

Fig.10. — Variation des tensions des barres 1 et 2 dans les hypothèses simplificatrices ; *a*) $\Delta E_{de} = \text{const.}$; *b*) $E'_d = \text{const.}$; $\Delta C_m = 0$.

BIBLIOGRAFIE

1. S. CRARY, *Power System Stability.* II. Transient Stability, 1947.
2. В. А. ВЕНИКОВ, *Электромеханические переходные процессы в электрических системах.* ГЭИ, Москва, 1958.
3. P. WALDVOGEL, *Étude théorique de la stabilité de la tension d'un alternateur débitant sur une longue ligne à vide.* Revue BBC, *8* (1945).
4. P. S. JDANOV, *Stabilitatea sistemelor electrice.* Ed. energetică de Stat, Bucureşti, 1952
5. — *Analyse des différents procédés utilisés pour le réglage fréquence-puissance.* Rap. *328* CIGRE Paris 1960.
6. P. DIMO, *Analiza sistemelor electroenergetice prin separarea nodurilor şi utilizarea curenţilor de scurtcircuit.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1959.
7. I. I. TEUMIN, *Îndreptar privind regimurile electrice tranzitorii.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1956.
8. S. IONESCU, M. POMÎRLEANU, *Introducerea efectelor reglajului automat în calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice.* Studii şi cercetări de energetică, *1* (1961).
9. — *Utilizarea calculatoarelor electronice cifrice pentru determinarea influenţei regulatoarelor automate asupra regimurilor dinamice.* Revue d'électrotechnique et d'énergétique, 1 (1962).

CU PRIVIRE LA REACTANŢA DE SCĂPĂRI DIFERENŢIALE LA MAŞINILE SINCRONE

DE

M. BÎRGĂUANU

1. GENERALITĂŢI

În teoria şi practica maşinilor electrice se obişnuieşte a se studia fenomenele considerînd fundamentalele spaţiale ale păturilor de curent, cîmpurilor, fluxurilor astfel încît să se poată utiliza diagrame vectoriale, de timp şi de spaţiu şi sisteme de coordonate simple. Fenomenele produse de armonicile spaţiale ale mărimilor amintite se prind apoi în consideraţii speciale.

O categorie de armonici spaţiale în configuraţia cîmpului provine din anizotropia mediului în care au loc procesele electromagnetice şi din saturaţia circuitului magnetic. De această categorie de armonici se ţine seama introducîndu-se corecţii ca : coeficientul de majorare a întrefierului (Carter), diferiţi factori de formă pentru corectarea efectului saturaţiei (coeficient de aplatizare), factorii care ţin seama de neuniformitatea întrefierului (k_d, k_q).

O altă categorie de armonici specifice maşinilor polifazate provin din distribuţia păturii de curent.

În maşinile electrice polifazate reale distribuţia spaţială a păturii de curent a fiecărei faze în parte nu este nici sinusoidală şi nici continuă. Din acest motiv curba de distribuţie a păturii de curent a fiecărei faze conţine armonici spaţiale. Fiecare din aceste armonici spaţiale care alternează cu frecvenţa fundamentală constituţie în sistemul polifazat o pătură de curent învîrtitoare cu viteza de rotaţie diferită de viteza sincronă adică viteza determinată de numărul de poli şi frecvenţa componentei fundamentale a păturii de curent.

Cîmpul legat de aceste armonici se tratează ca un cîmp de dispersie deoarece în circuitele care îl produc el induce t.e.m. de pulsaţie fundamentală iar în celelalte circuite care au o mişcare relativă în raport cu

primele şi care se află parţial în acest cîmp induc t.e.m. de pulsaţie diferită de cea a t.e.m. induse de fundamentala spaţială a cîmpului.

Aceste scăpări sînt denumite scăpări diferenţiale, dublu înlănţuite sau în întrefier. Fiecare din aceste denumiri este proprie numai parţial. Valoarea relativă a acestui cîmp armonic şi consecinţele lui asupra funcţionării maşinii electrice sînt importante în special la maşina asincronă. De aceea, literatura a tratat pe larg problema acestor scăpări în legătură cu maşina asincronă. În maşina sincronă lucrurile se prezintă în parte la fel ca la maşina asincronă, în parte diferit, în măsura în care esenţa fenomenului este aceeaşi, dar influenţa construcţiei celor două tipuri de maşină asupra ponderii acestor scăpări şi asupra consecinţelor este importantă.

Lucrarea de faţă caută a lămuri în ce fel trebuie privite scăpările diferenţiale în maşinile sincrone şi în special în turbogeneratoare.

2. REACTANŢA DE SCĂPĂRI DIFERENŢIALE

Modul iniţial şi cel mai simplu, de a considera influenţa cîmpului de armonici despre care este vorba a fost şi continuă în bună parte să fie următorul:

Tensiunea indusă de cîmpul de armonici în înfăşurarea care-l produce se consideră proporţională cu curentul de frecvenţă fundamentală de care este legat şi defazată cu $\frac{\pi}{2}$ faţă de acesta astfel încît ea poate fi privită ca o cădere de tensiune pe o reactanţă asemănătoare cu cea a celorlalte scăpări şi deci înglobată în reactanţa totală de scăpări. Admiterea proporţionalităţii cu curentul implică între altele şi procedeul de determinare a acestei reactanţe de scăpări diferenţiale şi anume dat fiind că amplitudinea fiecărei armonici spaţiale ale tensiunii magnetomotoare se raportează la amplitudinea fundamentalei ca

$$\frac{F_\nu}{F_1} = \frac{h_{w\nu}}{\nu h_{w1}}, \tag{1}$$

iar valoarea tensiunii induse de fluxul acestei armonici înlănţuit de circuitul care o produce

$$\frac{U_\nu}{U_1} = \frac{F_\nu}{F_1}\,\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{w1}}, \tag{2}$$

rezultă că raportul dintre reactanţa corespunzătoare acestei armonici şi reactanţa corespunzătoare fundamentalei este

$$\frac{x_\nu}{x_1} = \frac{\dfrac{U_\nu}{I_1}}{\dfrac{U_1}{I_1}} = \left(\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{w1}}\right)^2, \tag{3}$$

și însumînd pentru toate armonicile

$$\frac{x_\delta}{x_{ad}} \sum_{\nu \neq 1}^{\infty} \left(\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{w1}} \right)^2 = \sigma_\delta \tag{4}$$

Un număr relativ mare de autori s-au străduit să găsească modalități de însumare mai rapidă pentru obținerea lui σ_δ definit astfel de [1] și [2] deoarece această însumare teoretic infinită a seriei de tip Dirichlet slab convergentă este greoaie conținînd practic un număr mare de termeni. Există tabele și curbe (de exempl. : în [3]) gata calculate pentru diferite scurtări de pas și diferite numere de crestături pe pol și fază și care înlesnesc determinarea coeficientului de scăpări diferențiale.

Pornind de la constatarea că factorii de bobinaj $k_{w\nu}$ sînt periodici s-au găsit procedee de însumare mai rapidă [4] și anume dacă T este perioada de repetare a factorilor de bobinaj

$$\sigma_\delta = \left(\frac{\pi}{T k_{w1}} \right)^2 \sum_{1}^{T/2} \frac{k_{w\nu}^2}{\sin^2 \nu \frac{\pi}{T}} - 1 . \tag{5}$$

Alt procedeu de calcul al coeficientului σ_δ derivat dintr-o considerație de natură energetică [5] dar care poate fi dedusă și formal din relațiile de mai sus [2], constă în efectuarea diferenței între raportul dintre aria cuprinsă de pătratul curbei tensiunii magnetomotoare ($F = f(x)$) și pătratul ariei undei fundamentale și unitatea

$$\sigma_\delta = \frac{\int_0^{2\pi} F^2 dx}{\Pi F_1^2} - 1. \tag{6}$$

În dezvoltarea acestei idei s-au propus diferite procedee de calcul pornind fie de la steaua vectorială spațială a t.e.m. fie pe alte căi analitice [6] sau grafice.

Ultimele 3 relații trebuie folosite cu prudență deoarece se fac diferențe între valori foarte apropiate.

3. IPOTEZE ȘI CORECȚII

Modul de mai sus de considerare a efectelor scăpărilor diferențiale are la bază următoarele ipoteze a căror admisibilitate este discutabilă :

a) se consideră întrefierul uniform ;

b) se consideră infinită sau măcar identică pentru toate reactanțele reluctanța porțiunii feromagnetice a circuitelor magnetice ;

c) nu se ține seama de influența (reacției) celorlalte circuite în prezență ;

d) se consideră mare raportul dintre pasul polar al diferitelor armonici și lărgimea întrefierului.

Parțial unele sau altele din aceste ipoteze au fost eliminate prin aprofundarea analizei sau au fost considerate admisibile integral sau parțial.

3.1. *Considerarea întrefierului neuniform* are în vedere atît prezența deschizăturilor crestăturilor cît și cazul rotorului cu poli aparenți.

În privința deschizăturii crestăturii s-a admis [5] că nu ar avea nici o consecință în privința coeficientului scăpărilor diferențiale.

Aprofundînd această analiză [7] se constată că trebuie introdusă totuși o corecție pentru care se dau curbe și relații de calcul.

În cazul polilor aparenți se ajunge la concluzia [8] că deși scăpările diferențiale au valori deosebite pe cele două axe (longitudinală și transversală) se obține o bună aproximație dacă se presupune.

$$\sigma_{\delta d} \approx \sigma_{\delta q} \approx \frac{k_d + k_q}{2 k_d} \sigma_\delta \tag{7}$$

3.2. *Considerarea saturației* a fost recomandată a se face [3] în același mod ca și pentru unda fundamentală și deci a se introduce coeficientul de saturație determinat de raportul dintre suma tensiunilor magnetice în dinți și întrefier și tensiune magnetică din întrefier. În realitate circuitul magnetic al scăpărilor diferențiale fiind diferit pentru fiecare armonică în parte, considerarea saturației în calculul lui σ_δ este dificilă cu atît mai mult cu cît însăși prezența fiecărei armonici în parte modifică starea magnetică a întregului mediu.

3.3. *Considerarea reacției celorlalte circuite în prezență.* Pentru cazul mașinilor asincrone unde această reacție este mai puternică, influența acesteia a fost tratată pentru un singur circuit de reacție în ipoteza simplificatoare în care nu se ține seama de atenuarea spațială a cîmpului de armonici în întrefier [5].

În general amortizarea în cazul circuitelor de reacție bobinate nu depășește 1% așa încît cuplajul dintre circuite pe aceste armonici este complet neglijabil. Din acest motiv în cazul special al turboalternatoarelor cuplajul cu înfășurarea de excitație nu are nici un rost a fi luat în considerare.

3.4. *Considerarea atenuării spațiale a cîmpului.* Ipoteza întrefierului infinit subțire în raport cu pasul polar admisă în majoritatea lucrărilor (explicit sau implicit) duce la următoarele consecințe : se consideră că repartiția inducției la periferia rotorului este egală cu cea de la periferia statorului.

În realitate, cu cît armonicile sînt de ordin mai mare, cu atît raportul dintre lărgimea întrefierului și pasul polar este mai mare, liniile de cîmp nu mai străbat în întregime întrefierul și din acest motiv cîmpul de armonică dată este mai slab la periferia rotorului și anume numai a

$$k_\nu = \frac{\pi \frac{\delta}{\tau_\nu}}{\operatorname{sh} \frac{\pi \delta}{\tau_\nu}}, \tag{8}$$

parte din cea care ar rezulta în cazul unui întrefier infinit strîmt în raport cu pasul polar [9].

S-a echivalat [3] această slăbire a inducției cu o creștere a întrefierului definindu-se pentru fiecare armonică un întrefier echivalent

$$\delta_\nu = \frac{\delta}{k_\nu} \tag{9}$$

și deci cu o micșorare a coeficientului de scăpări diferențiale care ar fi de forma

$$\sigma_\delta = \sum_{\nu \neq 1}^{\infty} \left(\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{w1}} \right)^2 k_\nu . \tag{10}$$

În realitate coeficientul k_ν nu poate caracteriza decît cuplajul dintre circuitele rotorului și ale statorului, iar creșterea raportului dintre întrefier și pasul polar are un efect de creștere a reactanței de scăpări diferențiale. Din analiza cîmpului se poate constata că această creștere este caracterizată în ipoteza considerării inexistenței deschizăturii crestăturii prin expresia :

$$k'_\nu = \frac{\dfrac{\nu \pi \delta}{\tau}}{\text{th} \dfrac{\nu \pi \delta}{\tau}} . \tag{11}$$

În cazul real acest coeficient de majorare poate fi aplicat numai pentru partea așa-zisă zonală a scăpărilor diferențiale și nu pentru scăpările diferențiale de ordinul dinților și mai mare. În adevăr, această creștere a reactanței pe o armonică oarecare se explică prin micșorarea lungimii drumului liniilor de cîmp în aer care însă nu merge decît pînă la o limită determinată de lărgimea deschizăturii crestăturii. Ceea ce rezultă de altfel și prin analiza seriei cu termenul general

$$\frac{k^2_{w\,(kmq \pm 1)}}{(k\,mq \pm 1)^2 k^2_{w1}} k_{(mq \pm 1)} = \frac{k_{(mq \pm 1)}}{(kmq \pm 1)^2} , \tag{12}$$

care tinde curînd spre forma

$$\frac{C}{k\,mq \pm 1} , \tag{13}$$

serie care reprezintă armonicile de dentură, și care nu este convergentă.

3.5. *Considerarea rezistenței circuitelor de reacție.* Rezistența circuitelor de reacție, în caz că această reacție este luată în considerare și este raportată la înfășurarea care produce armonicile de cîmp, trebuie considerată ca rezistența circuitului rotoric al mașinii asincrone cu o alunecare

egală cu cea corespunzătoare frecvenței de pulsație a diferitelor armonici de cîmp. Aceste rezistențe vor determina cuplul electromagnetic asincron dezvoltat prin intermediul cîmpului armonicilor de scăpări diferențiale.

Pentru cazul scăpărilor diferențiale în mașini prevăzute cu bare amortizoare (în general cazul hidrogeneratoarelor) se poate calcula rezistența corespunzătoare după relațiile cunoscute la mașina asincronă cu colivie [5], cu remarca că este necesar în plus a se ține seama de refularea curentului care este deosebit de puternică, pentru alunecări de ordinul corespunzător scăpărilor diferențiale $s = (\nu \pm 1)$ (cu semnul + (plus) pentru armonicile inverse sensului de rotație sincronă a rotorului). Efectul rezistenței circuitului de reacție este apariția unei componente în fază cu curentul a tensiunii induse de cîmpul de armonici, așa încît este necesară introducerea noțiunii de impedanță diferențială.

4. CALCULUL IMPEDANȚEI DE SCĂPĂRI DIFERENȚIALE

4.1. *Cazul amortizorului constituit din bare.* Pentru a ține seama atît de amortizarea spațială a cîmpului de armonici cît și de amortizarea datorită reacției circuitelor secundare trebuie avut în vedere că fluxul total prin circuitul primar produs de una din armonicile de cîmp se împarte în două componente : una din ele reprezintă partea din cîmp care înlănțuie și circuitul secundar și a cărei valoare este determinată de coeficientul k_ν, iar cealaltă care se închide numai prin întrefier și a cărui valoare este determinată de diferența $(k'_\nu - k_\nu)$.

Această din urmă ar constitui cuantumul unui flux de scăpări în raport cu fluxul total al cîmpului de armonică dată. Din relațiile carac-

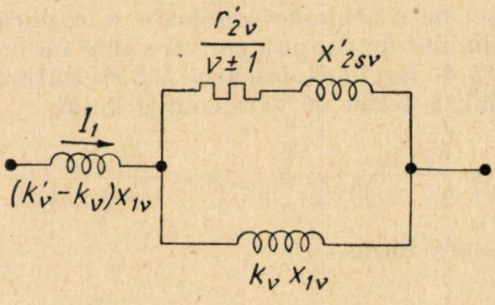


Fig. 1

terizînd cele două circuite se deduce ușor următoarea schemă echivalentă pentru fiecare din armonicile de cîmp (fig. 1). În schema echivalentă a mașinii sincrone toate aceste elemente se înseriază cu reactanța de scăpări în crestătură și la capetele de bobină și cu rezistența circuitului respectiv.

Relațiile de calcul pentru elementele fiecărei scheme echivalente sînt următoarele :

$$x_{1\nu} = \left(\frac{k_{w1\nu}}{\nu k_{w11}}\right)^2 x_{ad}, \tag{14}$$

$$x'_{s2\nu} = x_{s2\nu}\left(\frac{w_1 k_{w1\nu}}{w_2 k_{w2\nu}}\right)^2 \frac{m_1}{m_2}, \tag{15}$$

$$r'_{2\nu} = r_{2\nu}\left(\frac{w_1 k_{w1\nu}}{w_2 k_{w2\nu}}\right)^2 \frac{m_1}{m_2}. \tag{16}$$

În relațiile de mai sus $x_{s2\nu}$ și $r_{2\nu}$ sînt reactanța de scăpări respectiv, rezistența circuitului secundar. Indicele ν ține seama de faptul că din reactanța de scăpări a circuitului secundar trebuie scăzută armonica $(\nu \pm 1)$ care constituie în acest caz fluxul util [5], adică trebuie scăzută $a k_\nu - a$ parte din acest flux. În rezistență indicele ν ține seama de faptul că rezistența echivalentă a inelului de scurtcircuitare a barelor este funcție ν astfel că

$$r_{2\nu} = r_{\text{bară}} + \frac{r_{\text{inel}}}{2 \sin^2 \frac{\nu\pi}{t_2}}. \tag{17}$$

Se reamintește că la calculul rezistenței barelor trebuie ținut seama de efectul refulării curentului care este foarte puternic.

4.2. *Cazul rotorului masiv.* Pentru tratarea comportării mașinii sincrone idealizate (în sensul admiterii unei distribuții sinusoidale a cîmpului) considerarea rotorului ca un cilindru masiv necrestat din material feromagnetic constituie bineînțeles o primă aproximație destul de grosolană [10]. În cazul cîmpurilor armonice aproximația este mai bună întrucît pasul polar al armonicii nu este în genere prea mare în raport cu pasul dinților din rotor, așa dar în cuprinsul acestui pas intră un număr redus de dinți iar pe de altă parte adîncimea de pătrundere este mică ca urmare a frecvenței mari de pulsație. De asemenea, datorită raportului mare dintre lungimea rotorului și pasul polar al armonicilor efectele de margine nu trebuie luate în considerare. În această situație se poate proceda fie ca mai sus adică să se stabilească elementele circuitului echivalent cu relațiile (11)

$$x_{1\nu} = \left(\frac{k w \nu}{k_{w_1\nu}}\right) k'_\nu \cdot x_{ad}, \tag{18}$$

$$z_{F3\nu} = j \frac{\operatorname{sh}\frac{\nu\pi\delta}{\tau} \operatorname{ch}\frac{\nu\pi\delta}{\tau}}{q'_\nu}\left(1 + q'_\nu \operatorname{th}\frac{\nu\pi\delta}{\tau}\right) x_{1\nu} \tag{19}$$

în care

$$q'_\nu = \frac{1}{\mu_r}\sqrt{1 + j^2\left(\frac{\tau}{\nu\,\pi\alpha_\nu}\right)^2} \text{ iar } \alpha_\nu = \sqrt{\frac{2p}{\omega(\nu \pm 1)\mu}}. \quad (20)\ (21)$$

În cazul scăpărilor diferențiale termenul imaginar are o valoare mare în raport cu unitatea așa încît se poate scrie pentru q'_ν relația simplificată

$$q'_\nu \equiv \frac{1}{\mu_r}\frac{\tau}{\nu\pi\alpha_\nu}(1 + j). \quad (22)$$

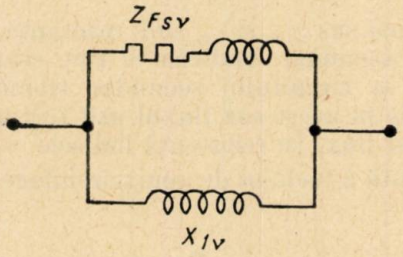


Fig. 2

Calculînd impedanța echivalentă și introducînd-o în expresia coeficientului de scăpări diferențiale se poate obține

$$\sigma_\delta = \frac{1}{k^2_{w1}}\sum_{\nu=1}\left(\frac{k_{w\nu}}{\nu}\right)^2 k'_\nu k''_\nu, \quad (23)$$

în care coeficientul k''_ν este o mărime complexă

$$k''_\nu = \frac{1 + q'_\nu \operatorname{th}\dfrac{\nu\pi\delta}{\tau}}{1 + q'_\nu \operatorname{cth}\dfrac{\nu\pi\delta}{\tau}}. \quad (24)$$

5. EVALUĂRI CANTITATIVE, RELAȚII ÎNTRE PARAMETRII GEOMETRICI, SOLICITĂRI ȘI SCĂPĂRILE DIFERENȚIALE

5.1. *Scăpările diferențiale și tipul de înfășurare.* Mașinile sincrone se construiesc în așa fel încît forma undei de tensiune să nu se abată prea mult de la forma sinusoidală. Standardele cer ca abaterea de la o sinusoidă echivalentă să nu depășească anumită valoare de exemplu 5%. Din această cauză înfășurările se proiectează astfel încât factorii de înfășurare pentru diferitele armonici să fie suficient de mici. În general, se poate

spune că acești factori de înfășurare au valorile: de ordinul unității 0,92...0,95 pentru fundamentală și pentru armonicile de dentură și de ordinul sutimilor pentru celelalte armonici.

La turboalternatoare de puteri cuprinse între 50...100 MW primele armonici de dentură care pot să apară sînt armonici de ordinul 47 și 49, sau 53 și 55, sau 59 și 61.

Suma seriei armonicilor de dentură poate fi majorată de suma seriei cu termenul general

$$2\frac{1}{\nu_z^2}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{n^2}=\frac{1}{\nu_z^2}\frac{\pi^2}{3},$$

în care ν_z este prima armonică de dentură ce apare.

În cazul $\nu_z = 47$; $\sigma_{\delta_z} < 0{,}0015$.

În cazul $\nu_z = 59$; $\sigma_{\delta_z} < 0{,}00094$.

Celelalte armonici de cîmp, așa numitele armonici zonale au o pondere mult mai mică ca armonicile de dentură. Valoarea ei determinată de scurtarea corespunzătoare a pasului de înfășurare, la scurtări uzuale de 0,8 a pasului este în genere de ordinul 0,0003 așa încît considerarea mai amănunțită a lor nu poate practic să prezinte importanță. Analizînd totuși un caz particular din care se pot trage unele concluzii și anume cazul unui turboalternator de 25 kW cu caracteristicile și dimensiunile date într-un exemplu de calcul din [3].

Valori mai importante ale termenilor

$$\left(\frac{k_{w\nu}}{k_{w1}\nu}\right)^2$$

apar numai pentru armonicile 5,7, 11 și 13 restul reprezentînd mai puțin de 1 % din suma tuturor termenilor.

Din cazul concret studiat rezultă încă o dată mica importanță pe care o reprezintă din punct de vedere al reactanței de scăpări armonicile diferite de ordinul dinților. Astfel din însumarea pînă la ordinul primelor armonici de dentură care dă o valoare de 0,001187 numai aproximativ a treia parte reprezintă scăpări zonale [vezi anexa II].

5.2. *Influența întrefierului, reacției circuitului secundar și a saturației asupra scăpărilor diferențiale.* Dacă dorim să ținem seama de efectul majorării scăpării diferențiale prin efectul amortizării spațiale trebuie să aplicăm coeficientul k'_ν deși pentru armonici de ordinul dinților și mai mari acest lucru nu ar trebui făcut, deoarece prezența deschizăturii crestăturii modifică esențial conformanța cîmpului.

În turboalternatoare moderne răcite fie cu aer, fie cu hidrogen, fie răcite în interiorul conductoarelor raportul dintre întrefier și diametrul rotorului are valori cuprinse între $\frac{\pi\delta}{\tau}\approx 0{,}05-0{,}20$.

Aşadar, pentru o valoare medie de 0,10 şi $\nu_z = 47...59$

$$\frac{\nu_2 \pi \delta}{\tau} \approx 4{,}7...5{,}9.$$

Pentru astfel de valori

$$k'_\nu = \frac{\nu \pi \delta}{\tau} : \text{th} \frac{\nu \pi \delta}{\tau} \longrightarrow \frac{\nu \pi \delta}{\tau}$$

şi deci $k'_{\delta_z} \approx 4{,}7...5{,}9$.

Afectînd partea din scăpările de dentură de ordinul prim de această majorare ar rezulta o mărire a părţii din reactanţa de scăpări diferenţiale la

$$\sigma_{\delta_z} < 0{,}0075...0{,}0059.$$

Pentru a ne da seama de partea din cîmpul de scăpări diferenţiale care se înlănţuie cu rotorul masiv, utilizăm pentru cazul permeabilităţii infinite a rotorului coeficientul k_ν care pentru limitele citate este cuprins între

$$k_\nu \approx 0{,}09...0{,}033$$

Aşadar, nici 1% din cîmpul de armonică de ordinul denturii nu atinge suprafaţa rotorului. Este lesne de înţeles că în asemenea condiţii reacţia fierului masiv şi a altor circuite aflate pe armătura rotorului este foarte mică.

În cazul permeabilităţii finite a rotorului ne propunem să evaluăm impedanţa echivalentă pentru armonica de dentură de primul ordin cu ajutorul coeficientului complex k''_ν.

Adîncimea de pătrundere la o pulsaţie de $\omega_{\nu z} = 48 \times 314 = 15.000$ rad/s, la o permeabilitatea relativă a fierului de cca $\mu_r = 50$, o rezistivitate a fierului de cca 1,2 Ω, la un pas polar al fundamentalei de 1,5 m

$$\alpha_{\nu z} = 0{,}64\ 10^{-3}\ \text{m şi } q'_{\nu z} = 0{,}317\ (1 + j).$$

Coeficientul complex k''_ν are în acest caz o valoare care aproximează unitatea pînă la a cincia zecimală. Termenul imaginar care reprezintă contribuţia rezistenţei echivalente a căilor curenţilor turbionari ai rotorului este infim şi nu poate fi luat în consideraţie în practică.

Mai găsim util aici a evalua scăpările de ordin dentar ca scăpări la capete de dinte, deşi după unii autori acest lucru nu ar fi tocmai corect [5]. Folosind relaţia simplă pentru permeanţa de scăpări la capetele de dinţi pe crestătură şi unitate de lungime cunoscută din literatură, se obţine pentru limitele analizate mai sus la maşini între 50 şi 100 MW

$$\sigma_{\delta z} \approx 0{,}010...0{,}0083,$$

valoare apropiată de cea obținută cu considerarea amortizării spațiale. În cazul concret analizat al mașinii de 25 KW, prin considerarea scăpărilor la capete de dinți pe permeanța specifică $\lambda_k = 0{,}59$ se obține $\sigma_{\delta_z} = 0{,}0059$ față de $\sigma_{\delta_z} = 0{,}049$ cît se obține în cazul considerării amortizării spațiale.

În cazul hidrogeneratoarelor lucrurile stau aproximativ la fel. Ceea ce le deosebește este numărul mai redus de crestături pe poli și numărul fracționar de crestături pe poli și fază. Din acest motiv apar și sub armonici de cîmp. În cazul înfășurărilor nesimetrice ar putea să apară și armonici de ordin fracționar. În general, însă mașinile sincrone de mare putere se realizează cu înfășurări simetrice. Dat fiind că ordinul de armonici de cîmp pentru care înfășurarea statorului are factor de bobinaj mare este un multiplu al fracției q, de ordinul numitorului, scăpările diferențiale nu sînt mai mari ca la tulboaternatoare, cel puțin în ce privește cîmpurile armonicilor de ordinul dinților.

Astfel hidrogeneratorul de 90 MVA dat ca exemplu de calcul în [3] va avea la $q = 2\frac{1}{4}$. Primele armonici de dentură de ordinul 47...49, adică la fel în cazul tulboalternatorului analizat mai sus. În această situație însă scăpările diferențiale calculate cu permeanța specifică de scăpări la capetele dinților λ_k va rezulta mai mare de cca. 8 ori față de mașina sincronă cu $q = 8$ în condiții egale. De aceea aici nu mai este admisibil calculul în acest mod urmînd ca el să fie efectuat în același mod cum s-a procedat în exemplul de calcul pentru turboalternatorul de 25 kW din anexa II.

6. CONCLUZII

Din analiza făcută mai sus rezultă următoarele concluzii :

1. Cîmpul de armonici produs de pătura de curent de frecvență fundamentală a unei înfășurări obișnuite în mașinile sincrone induce în această înfășurare o tensiune de frecvență fundamentală iar în circuitele aflate în mișcare relativă față de aceasta, tensiuni de frecvențe $\nu \pm 1$.

Schema echivalentă a mașinii sincrone va ține seama de această tensiune ca fiind produsă la bornele unei reactanțe de scăpări înseriate cu reactanța de scăpări în crestătură la capetele de bobină.

2. Valoarea acestei reactanțe este în cazul mașinilor sincrone normale de puteri mari de ordinul miimilor din reactanța sincronă la tulboalternatoare și de ordinul a cîtorva sutimi la hidrogeneratoare.

3. Metodele de calcul al acestei reactanțe care neglijează reacția celorlaltor circuite și în special amortizarea spațială dau valori prea mici pentru ea.

4. Reacția circuitelor armăturii opuse este de ordinul sub 1% din reactanța de scăpări diferențiale pentru circuitele bobinate. În cazul altor tipuri de circuite bare amortizoare (colivii) sau fier masiv (căi ale

curenților turbionari), reacția poate fi mai importantă dar numai pentru primele armonici de cîmp. Această reacție poate conduce la o micșorare a primelor armonici în special 5 și 7 cu pînă la 50%. Dat fiind însă că ponderea mare în reactanța globală de scăpări diferențiale o au armonicile datorită dinților, această reacție nu este importantă.

5. Reacția circuitelor armăturii opuse introduce un defazaj în tensiunea *diferențială* introducînd pe lîngă reactanță o rezistență a cărei valoare este însă foarte mică de ordinul pînă la 1 : 10 000 din reactanța sincronă. Nu este cazul a se ține seama de ea în calcul.

6. Un efect mai important asupra scăpărilor diferențiale o are amortizarea spațială. Această determină o *creștere* a reactanței de scăpări diferențiale și nu o reducere, așa cum a rezultat după unii autori. Aplicarea coeficientului care determină această creștere la armonici de ordin superior ordinului armonicilor datorită dinților (primele) nu are sens fizic deoarece la calculul coeficientului nu se ține seama de existența deschizăturii crestăturii.

7. Calculul scăpărilor diferențiale separat pe scăpări de zonă și scăpări la capete de dinți, deși nu este recomanată de unii autori, dă în cazul mașinilor sincrone cu poli înecați rezultate bune, mai apropiate de realitate decît în cazul calculului global cu neglijarea amortizării spațiale În cazul hidrogeneratoarelor lucrurile sînt puțin diferite. Este necesar în cazul hidrogeneratoarelor să se calculeze reactanța de scăpări diferențiale prin însumarea scăpărilor armonice ținînd seama de amortizarea spațială cu reacția circuitelor armăturii opuse.

8. La calculul reacției circuitelor de pe armătura opusă este necesar a se introduce valoarea coeficienților k_ν și k'_ν în modul indicat în lucrare cu corectarea corespunzătoare a schemei echivalente.

ANEXA I

Notații utilizate

b_0 — lărgimea deschizăturii crestăturii,
C — constantă în relația 15,
F — tensiune magnetomotoare,
F_1 — amplitudinea fundamentalei spațiale a tensiunii magnetomotoare,
F_ν — Amplitudinea armonicii ν a tensiunii magnetomotoare,
k — număr întreg și pozitiv,
k_d — coeficientul reacției longitudinale,
k_q — coeficientul reacției transversale,
k_{w1} — factorul de înfășurare pentru fundamentala cîmpului,
$k_{w\nu}$ — factor de înfășurare pentru armonica ν a cîmpului,
k_z — coeficient de corecție dat de relația 9,
k_ν — coeficient caracterizînd amortizarea spațială a cîmpului de armonica ν dat de relația 11,
k_ν — coeficient de creștere a reactanței de scăpări pe armonica ν dat de relația 13,

k''_ν — mărime complexă caracterizînd reacția fierului masiv dat de relația 25,
m — număr de faze,
m_1 — număr de faze ale înfășurării statorului,
m_2 — număr de faze ale circuitului secundar (amortizor),
n — număr întreg pozitiv,
p — număr de perechi de poli,
q — număr de crestături pe poli și fază,
q'_ν — mărime complexă dată de relația (22) și (23),
$r_{\text{bară}}$ — rezistența unei bare a circuitului amortizor,
r_{inel} — rezistența unui segment din inelul de scurtcircuitare al amortizorului,
$r_{2\nu}$ — rezistența echivalentă a unei faze a amortizorului dată de relația 19,
$r'_{2\nu}$ — rezistența echivalentă a unei faze a amortizorului raportată la stator,
s — alunecare,
t — pas dentar,
T — perioada de repetare a factorului de bobinaj,
U_1 — tensiunea indusă pe reactanța x_{ad},
U_2 — tensiunea indusă de cîmpul armonică ν,
w_1 — numărul de spire pe fază a înfășurării primare,
w_2 — numărul de spire pe fază a înfășurării secundare,
x_{ad} — reactanța determinată de fluxul în întrefier al cîmpului fundamental înlănțuit cu înfășurarea primară,
x_δ — reactanță de scăpări diferențiale.
x_ν — reactanța diferențială de ordinul ν,
$x_{1\nu}$ — reactanța diferențială de ordinul ν a înfășurării statorului definită de relația (16),
$x_{s2\nu}$ — reactanța de scăpări a circuitului secundar pentru armonica ν,
$x'_{s2\nu}$ — reactanța de scăpări a circuitului secundar pentru armonica ν raportată la înfășurarea primară,
Z_1 — numărul de crestături,
Z_2 — număr de bare din rotor,
$Z_{Fs\nu}$ — impedanța de scăpări ale fierului definită de relația (21),
α_ν — adîncime de pătrundere dată de relația (22 bis),
$\alpha_{\nu z}$ — adîncimea de pătrundere a primei armonici de dentură,
δ — lărgimea întrefierului,
δ_ν — lărgime a întrefierului echivalentă pentru armonica
$\Delta\sigma\delta$ — termen de corecție definit de relația (8),
λ_k — permeanța specifică pentru fluxul de scăpări la capetele dinților,
μ — permeabilitatea fierului,
μ_r — permeabilitatea relativă a fierului,
ν — ordinul armonicii de cîmp,
ν_t — ordinul primei armonici de cîmp de dentură,
ρ — rezistivitatea fierului,
$\sigma\delta$ — coeficientul de scăpări diferențiale,
σ'_δ — coeficientul de scăpări diferențiale corectat de relația 7,
$\sigma_{\delta d}$ — coeficientul de scăpări diferențiale pe axa longitudinală,
$\sigma_{\delta\alpha}$ — coeficientul de scăpări diferențiale pe axa transversală,
$\sigma_{\delta z}$ — coeficientul de scăpări diferențiale pentru armonicile de dentură,
τ — pasul polar,
τ_ν — pasul polar al armonicii de cîmp de ordinul ν.

ANEXA II

Exemplul de calcul al reactanței de scăpări diferențiale

ν	$k_{w\nu}$	$\left(\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{w1}}\right)^2$	k_ν	k'_ν	k''_ν	$\frac{n_{\delta\nu}}{x_{ad}} \times 10^{-3}$
5	0,050246	0,1186577	0,97	1,04	0,28 −j 0,24	0,0342−j 0,0240
7	0,036519	0,0319794	0,96	1,08	0,42 −j 0,133	0,0145−j 0,0046
11	0,091675	0,0816105	0,905	1,17	0,636−j 0,098	0,0608−j 0,0094
13	0,080099	0,0446019	0,87	1,27	0,75 −j 0,096	0,0425−j 0,0057
17	0,018130	0,0013364	0,795	1,44	0,85 −j 0,066	0,0016−j 0,0002
19	0,017094	0,0009510	0,755	1,53	0,88 −j 0,047	0,0012−j 0,00006
23	0,060795	0,0082094	0,634	1,765	0,966−j 0,035	0,0140−j 0,0005
25	0,060795	0,0069484	0,625	1,865	0,97 −j 0,02	0,0124−j 0,0002
29	0,017094	0,0040844	0,524	2,14	~1	0,0087
31	0,018130	0,0040885	0,488	2,23	~1	0,0091
35	0,080099	0,0061532	0,434	2,51	1	0,0154
37	0,091675	0,0072132	0,387	2,62	1	0,0188
41	0,036519	0,0009322	0,318	2,91	1	0,0026
43	0,050246	0,00016043	0,363	3,04	1	0,0048
47	0,92254	0,4526934	0,245	3,3	1	1,4900
49	0,92254	0,4164931	0,22	3,45	1	1,4350

$$\sum_{\nu}^{49}\left(\frac{k_{w\nu}}{\nu k_{m1}}\right)^2 = 0{,}001187553 \qquad \frac{\sum_{\nu}^{49} n_{\delta\nu}}{n_{ad}} = 0{,}003165 - j\ .\ 0{,}000\,46$$

Pentru determinarea coeficientului global σ_δ mai trebuie ținut seama și de termenii următori, ceea ce se poate face aproximativ înmulțind cu $\frac{\pi^2}{6}$.

РЕАКТИВНОСТЬ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО РАССЕЯНИЯ СИНХРОННЫХ МАШИН

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе дается вначале обзор способа, при помощи которого была вычислена и учтена при проектировании и эксплуатации часть поля, называемая дифференциальное рассеяние, после чего переходят к анализу способа исследования эффекта этих дифференциальных рассеяний и способа их вычисления.

В заключении автор делает оценку импеданса дифференциальных рассеяний турбо- и гидрогенераторов очень большой мощности, учитывая при этом эффект реакции массивных роторов или амортизаторной стержневой системы и эффект пространственного затухания поля в воздушном зазоре.

RÉACTANCE DES FUITES DIFFÉRENTIELLES DES MACHINES SYNCHRONES

RÉSUMÉ

L'auteur passe d'abord, succinctement, en revue la manière dont on a calculé et pris en considération jusqu'ici, dans l'élaboration des projets et en exploitation, la partie du champ appelée fuites (ou dispersion différentielle). Ensuite, il analyse la façon dont l'effet de ces fuites différentielles devrait être traité, ainsi que la méthode de les calculer.

Pour conclure, l'auteur fait une évaluation de l'impédance due aux fuites différentielles dans le cas des turboalternateurs et des génératrices hydro-électriques de très grande puissance, en tenant compte de l'effet de réaction des rotors massifs ou du système de barres amortisseur ainsi que de l'effet d'atténuation spatiale du champ dans l'entrefer.

BIBLIOGRAFIE

1. G. OSSANA, din *Starkstromtechnik*, de Rziha și Seidenor, ed. a 2-a, 1912, 545.
2. L. DREYFUS, *Über die doppelverkettete Streuung von Drehstrommotoren mit drei phasigem Läufer*. E.u.M., **37**, *15*, 149 (1919).
3. I. M. POSTNICOV, *Proiectarea mașinilor electrice*. Ed. energetică de stat, București, 1954, 687.
4. A. W. KRON, K. BOPP, *Beitrag zur praktischen Berechnung des Koeffizienten der doppelverketteten Streuung*. Archiv für Elektrotechnik, **41**, *3*, 136—142 (1953).
5. R. RICHTER, Elektrische Maschinen, **IV**, Ed. Birkhänoer, Basel-Stuttgart, 1954, 440.
6. R. DIESNER, *Die doppeltverkettete Streuung von mehrphasigen Zweischichtwichlungen mit Schrittverkürzung*. Zeitschrift für Elektrotechnik, 68—74 (1948).
7. А. И. ВОЛЬДЕК, *Влияние неравномерности воздушного зазора на дифференциальное рассеяние асинхронной машины*. Электричество, 7, 46—51 (1953).
8. — *Дифференциальное рассеяние обмотки статора явнополюсной машины*. Электричество, 7, 1 (1953).
9. C. CONCORDIA, H. PORITSKY, *Synchronous machine with solid cylindrical rotor*. Trans. AIEE (El. Eng.-ing), **56**, ianuarie, 49—58 (1937).
10. C. BĂLA, *Funcționarea în asincron a turboalternatoarelor*. Electrotehnica, **8**, *10*, 349—355 (1960).
11. A. J. WOOD, *An analysis of solid rotor machines*. Part I. *Operational impedances and equivalent circuits*. Trans. AIEE, partea III, **46**, februarie, 1657—1665 (1960).

CU PRIVIRE LA IMPEDANŢA DE PENDULARE A MAŞINII SINCRONE*)

DE

C. V. BĂLĂ

1. GENERALITĂŢI

Rotorul maşinii sincrone poate intra în oscilaţii atît la funcţionarea în regim de motor, cît şi la funcţionarea în regim de generator. Ecuaţia cuplurilor maşinii sincrone

$$\Theta \frac{d^2\vartheta}{dt^2} + M_e = M_r \tag{1}$$

(în care Θ este momentul de inerţie, ϑ — unghiul intern al maşinii, M_e — cuplul electromagnetic, M_r — cuplul rezistent, iar t — timpul) fiind o ecuaţie diferenţială de ordinul doi, admite o soluţie care poate fi de exemplu aperiodică, periodică amortizată sau chiar periodică. Cauza oscilaţiilor se poate datora atît sistemului exterior (reţeaua sau maşina de antrenare, respectiv de antrenat) cu care este cuplată mecanic sau electric maşina, cît şi construcţiei însăşi a maşinii; este cunoscut că o maşină sincronă fără amortizare, intră în oscilaţii la cea mai mică variaţie a regimului de funcţionare.

Comportarea maşinii sincrone în timpul oscilaţiilor rotorului faţă de cîmpul învîrtitor rezultant din maşină este determinată de caracteristicile înfăşurărilor amortizoare dispuse în rotor şi ale înfăşurării de excitaţie, deoarece în acest regim se induc t.e.m. în aceste înfăşurări şi apar cupluri suplimentare tranzitorii. Valorile t.e.m. induse în înfăşurările rotorului depind şi de frecvenţa şi amplitudinea oscilaţiilor rotorului; astfel la frecvenţe foarte mici influenţa înfăşurărilor din rotor asupra oscilaţiilor este neglijabilă; la frecvenţele de ordinul a $1 \div 5$ Hz influenţa înfăşurării de excitaţie este sensibilă, iar la frecvenţe mai mari intervine

*) Lucrarea a fost prezentată în secţie la 23 februarie 1961.

și influența înfășurării de amortizare (formată din barele speciale sau din însăși rotorul masiv). La frecvențe foarte mari sau la variații foarte rapide ale fluxurilor și curenților, prezența înfășurării de excitație se resimte în mai mică măsură, datorită constantei de timp mari a acestei înfășurări.

Determinarea curenților, cuplurilor, unghiului și stabilității mașinii se poate face fie exact rezolvînd ecuațiile mașinii sincrone, fie aproximativ utilizînd în principal diagramele tensiunilor și curenților din regimul sincron de funcționare și aducînd corecții parametrilor mașinii sincrone pentru a se putea ține seama de influența înfășurărilor de amortizare și de excitație asupra proceselor electromagnetice din regimul de oscilații.

2. DESPRE PARAMETRII MAȘINII SINCRONE

Din teoria mașinii sincrone se cunoaște că sînt necesari mai mulți parametri pentru descrierea comportării mașinii.

De exemplu, numărul minim de inductivități ale înfășurărilor mașinii sincrone trifazată, nesaturată, prevăzută cu înfășurări de amortizare în cele două axe, cu care se pot rezolva toate problemele de funcționare care intervin la mașina nesaturată este dat de inductivitățile proprii și mutuale ale înfășurărilor din stator, inductivitățile proprii și mutuale ale înfășurărilor din rotor și inductivitățile mutuale dintre înfășurările din stator și rotor și anume în total de 9 inductivități (L_{a0}, L_2, M_0, M_f, M_q, L_f, L_{kd}, L_{kq}, M_{fkd}).

De fapt, nu se operează cu aceste inductivități proprii și mutuale ale înfășurărilor, întrucît sînt mai dificil de măsurat, ci s-au introdus alte 9 inductivități, funcție de cele de mai sus și anume inductivitatea de scăpări a înfășurării statorului (L_P) inductivitățile din axa directă și cea transversală din regim permanent, tranzitoriu și supratranzitoriu (L_d, L_q, $L_{d'}$, $L_{d''}$, și $L_{q''}$) inductivitatea homopolară L_0 și inductivitățile de scăpări ale înfășurărilor de amortizare.

În teoria generală a mașinii sincrone, se utilizează inductivități operaționale care sînt funcții de inductivitățile proprii și mutuale și de rezistențele înfășurărilor, iar inductivitățile sincrone (L_d, L_q), tranzitorie (L'_d) și supratranzitorii (L''_d, L''_q) sînt inductivități de serviciu corespunzătoare anumitor regimuri de funcționare.

Studiul analitic al comportării mașinii sincrone la șocuri de sarcină sau la pendulații în cele mai generale condiții devine și mai dificil din cauza ecuațiilor neliniare ale tensiunilor și cuplurilor.

Atît parametrii de bază ai mașinii sincrone, cît și parametrii de serviciu (cum sînt reactanța inversă, impedanța de pendulare etc.) se definesc corespunzător unui regim staționar, ca raportul fundamentalelor (sau al anumitor armonici) ale tensiunilor și curenților; acești parametri sînt funcții de parametrii circuitelor fizice ale mașinii sau de echivalenții acestora.

Pentru regimurile tranzitorii, cînd variază brusc curenții, sarcina, etc., se identifică regimuri tipice presupuse staționare și se calculează parametrii pentru fiecare regim în parte.

3. ISTORICUL IMPEDANȚEI DE PENDULARE

Problema reactanței de pendulare a fost studiată o dată cu problema pendulațiilor mașinii sincrone. Astfel H. V. Putman [1], constată că puterea sincronizantă la încărcarea bruscă a alternatoarelor, deci în timpul oscilațiilor rotorului este mai mare decît puterea sincronizantă la încărcarea foarte lentă. R. Rüdenberg [2] a determinat experimental componenta fluxului de reacție al indusului, susceptibilă de a varia o dată cu sarcina. După cum se constată din figura 1, reprodusă după [2] și unghiul intern al mașinii este descompus în două componente, dintre care componenta $\widetilde{\vartheta}$ poate să oscileze în timpul pendulațiilor, iar componenta $\overline{\vartheta}$ rămîne constantă. Puterea de sincronizare raportată k_s (egală cu puterea de sincronizare P_s, raportată la puterea nominală P_n) are în acest caz expresia:

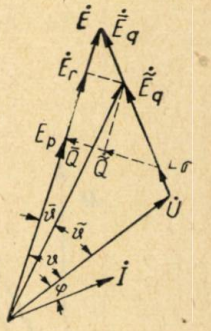


Fig. 1. — Diagrama tensiunilor la mașina sincronă în timpul pendulațiilor (după R. Rüdenberg).

$$k_s = \frac{P_s}{P_n} = \left(\frac{U}{U_n}\right)^2 \frac{1}{\frac{I_n X_\sigma}{U_n} + \widetilde{q}\,\frac{X_q I_q}{U_n}} + \frac{UI}{U_n I_n}\sin\varphi, \qquad (2)$$

în care indicele n se referă la regimul nominal. Din această expresie rezultă că puterea de sincronizare este cu atît mai mare cu cît $\widetilde{q} = \frac{\widetilde{X}_q}{X_q}$ este mai mic ($\widetilde{X}_q$ este reactanța de pendulare).

În lucrarea amintită, pe baza rezultatelor experimentale se indică pentru $\widetilde{q}$ o valoare medie cuprinsă între $0{,}35 \div 0{,}40$ care în funcție de frecvența de pendulare poate coborî pînă la $\widetilde{q} = 0{,}16$ (la $f_p = 12{,}6$ Hz) sau poate urca la $\widetilde{q} = 0{,}70$ (pentru $f_p = 3{,}8$ Hz).

În cartea sa [3] A. Timascheff care a participat la efectuarea experimentărilor comunicate în lucrarea lui R. Rüdenberg, reia în aceeași manieră problema reactanței de pendulare și stabilește o expresie pentru această reactanță.

Astfel calculează factorul $\widetilde{q}$, considerînd două circuite în paralel, unul corespunzător amortizării fundamentalei cîmpului, iar altul — amortizării armonicilor superioare; factorul $\widetilde{q}$ este definit în această lucrare ca raportul dintre curentul alternativ care ar trece printr-un circuit alimentat de la o tensiune alternativă de valoare efectivă egală cu o tensiune continuă și curentul continuu produs de această tensiune continuă. În principal, acest factor ar urma să se determine experimental, aducînd mașina sincronă să funcționeze într-un regim de oscilații. Pentru $\widetilde{q}$, autorul indică în funcție de tipul mașinii următoarele valori:

— la mașina sincronă cu poli ieșiți $\widetilde{q} \approx 1$ la oscilații lente ale roții polare;

$\widetilde{q} < 1$ la variații foarte rapide ale unghiului;

— la turbogeneratoare... $\tilde{q} \approx 0{,}8$; în cazul scurtcircuitului $0{,}1 < \tilde{q} < 0{,}15$ pentru $f = 2 \div 5$ Hz.

Curba cuplului se schimbă în timpul regimurilor tranzitorii și este deplasată față de curba cuplului din regim staționar cu unghiul $\bar{\vartheta}$ (vezi fig. 2).

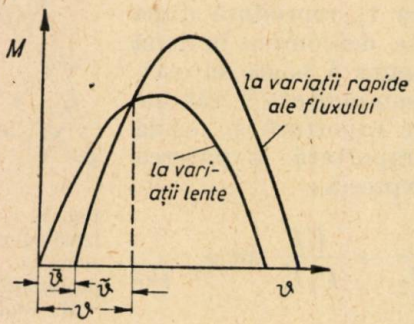


Fig. 2. — Curba cuplului în regim permanent și în regim tranzitoriu (după Timascheff).

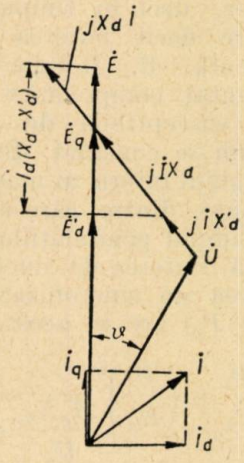


Fig. 3. — Diagrama tensiunilor utilizată în [7], [8] pentru regimul tranzitoriu.

Metoda de tratare a reactanței de pendulare expusă în [3] este reluată și de R. Richter [4].

Th. Laible, C. Concordia și alții ([2], [5], [7], [8], [9]) procedează astfel pentru studiul regimurilor tranzitorii, inclusiv pentru studiul pendulațiilor: definesc de la început o reactanță în axa longitudinală X'_d corespunzătoare regimului tranzitoriu și o tensiune E'_q în spatele acestei reactanțe (fig. 3). Cu noua diagramă a tensiunilor se calculează apoi puterea mașinii în regim tranzitoriu și puterea de sincronizare; pentru această metodă nu se dă efectiv o demonstrație.

În [6] Th. Laible, pe baza schemelor echivalente după cele două axe principale ale mașinii sincrone, calculează impedanțele de pendulare $X_d(\lambda)$ și $X_q(\lambda)$, în funcție de reactanțele și rezistențele circuitelor statorului (X_d, r), de excitație (X_e, r_e) și de amortizare (X_D, r_D, x_Q, r_Q) și în funcție de frecvența de pendulare f_p, ($f_p = \lambda f$, f fiind frecvența rețelei) (fig. 4), valabile pentru oscilațiile de amplitudini mici. Schemele echivalente sînt raportate la un regim în care curenții prin circuite ar avea aceeași frecvență, cu toate că un asemenea regim nu se poate identifica la mașina sincronă. Pe baza acestor scheme se calculează creșterile curenților, fluxurilor și tensiunilor la o frecvență de pendulare dată. Evident valorile acestor impedanțe de pendulare scad cu creșterea frecvenței de pendulare, iar la frecvențe f_p mari, coincid cu reactanțele supratranzitorii

ale mașinii. Rezultatele obținute sînt valabile pentru regimul oscilațiilor mici, însă diagramele tensiunilor care se construiesc în acest caz sînt criticabile, dacă nu se fac precizări suplimentare.

E. P e t z o l d t [10] propune o expresie empirică pentru reactanța de pendulare x_p definită în funcție de derivata puterii cu care este încărcată brusc mașina în raport cu timpul și de coeficienții numerici determinați experimental,

$$X_p = X_\sigma + X_q\left[0{,}87 + (1 - 0{,}87)\frac{1}{1 + \frac{dP}{dt}}\right], \tag{3}$$

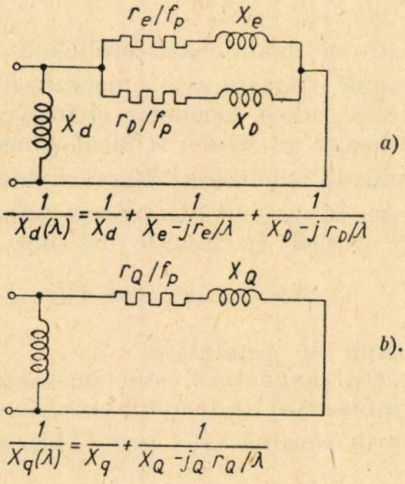


Fig. 4. — Schemele echivalente din axele: longitudinală *a*-transversală *b*-ale mașinii sincrone în regim de oscilații (v. [6], [9]).

în care X_σ este reactanța de scăpări iar X_q — reactanța transversală a mașinii sincrone. Cu această reactanță pentru care nu se prezintă decît considerații sumare, autorul calculează puterea de sincronizare a mașinii.

De obicei, în literatura sovietică nu se recurge la o asemenea definiție a impedanței de pendulare, ci pe baza ecuațiilor lui P a r k [11] stabilite în regim dinamic se determină expresiile cuplurilor în cazul liniarizării acestor ecuații așa cum procedează U r u s o v [13], sau chiar fără a se liniariza aceste ecuații, după cum se menționează în lucrarea [12].

Calculul componentelor i_d și i_q ale curentului statoric în cazul în care unghiul intern al mașinii sincrone variază, a fost efectuat de P a r k [1] și reluat apoi de V. N e d e l c u [12] pentru $\vartheta = \vartheta_0 + \vartheta_1 \sin \Omega t$ și descompunînd funcțiile sin sin x și cos sin x în serie Fourier [13].

Diagrama tensiunilor mașinii sincrone în timpul pendulațiilor și reactanța de pendulare a mașinii sincrone în cazul oscilațiilor neliniare

nu este încă prezentată corect. În prezenta lucrare, pe baza expresiei curentului din statorul mașinii sincrone, stabilită pentru cazul general de funcționare cînd roata polară execută oscilații sinusoidale de amplitudine oarecare (fără a se liniariza ecuațiile) se stabilește diagrama corectă a fundamentalelor tensiunilor și se demonstrează posibilitatea interpretării fenomenelor care însoțesc acest regim de funcționare, fără a se recurge la noțiunea de impedanță de pendulare.

4. CURENȚII ȘI PARAMETRII MAȘINII SINCRONE LA AMPLITUDINI OARECARE ALE OSCILAȚIILOR ÎNTREȚINUTE ALE ROTORULUI

Condițiile în care se examinează problema sînt următoarele :

— mașina sincronă trifazată este conectată de partea indusului la o rețea de putere infinită (adică tensiunea și frecvența sînt constante), iar tensiunile rețelei formează un sistem trifazat simetric de tensiuni ;

— tensiunea aplicată la bornele înfășurării de excitație este constantă ;

— unghiul intern al mașinii (dintre axa polului inductor și cîmpului învîrtitor rezultant) variază în funcție de timp astfel :

$$\vartheta = \vartheta_0 + \vartheta_1 \cos \Omega t, \tag{4}$$

în care Ω este pulsația de pendulare,

— permeabilitatea magnetică este constantă (*!*),

— rezistența înfășurării indusului este neglijată.

Fluxul total prin mașină ([6] sau [11]) este

$$\psi_t = \frac{1}{j\omega} U e^{j\omega t} = \frac{1}{\omega} U e^{\left(j\omega t - \frac{\pi}{2}\right)}, \tag{5}$$

în care U este valoarea efectivă a tensiunii indusului, iar ω este pulsația tensiunii.

Din această relație rezultă că indiferent de mișcarea rotorului, fluxul total prin înfășurările statorului este constant în timp și are o viteză de rotație corespunzătoare pulsației sincrone ω a tensiunii rețelei la care este conectată mașina.

În timpul proceselor tranzitorii, rotorul pendulează în cîmpul magnetic învîrtitor rezultant (fig. 5). Notînd și componenta utilă a fluxului rezultant din mașină, raportată la un sistem de axe rigid față de cîmpul învîrtitor rezultant, componentele fluxului din axa longitudinală respectiv din axa transversală au expresiile :

$$\psi_d = \psi_t \cos \vartheta, \quad \vartheta_q = - \psi_t \sin \vartheta. \tag{6}$$

Dacă ϑ este variabil în timp, atunci și fluxul ψ_d respectiv ψ_q este variabil și induce în înfășurările pe care le înlănțuie t.e.m. care la rîndul

lor produc curenți prin aceste înfășurări. Dacă de exemplu oscilațiile sînt mici rezultă:

$$\left.\begin{aligned}\psi_d &= \psi_t\,(\cos\vartheta_0 - \sin\vartheta_0 \cdot \vartheta_1 \cos\,\Omega t)\\ \psi_q &= -\psi_t\,(\sin\vartheta_0 + \cos\vartheta_0 \cdot \vartheta_1 \cos\Omega t)\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

iar t.e.m. induse în înfășurările rotorului variază sinusoidal în timp și au pulsația Ω; curenții produși de aceste tensiuni excită la rîndul lor un cîmp magnetic alternativ. Curenții și tensiunile induse în stator au o compo-

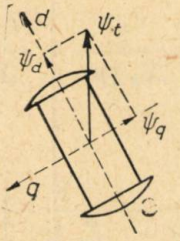


Fig. 5. — Rotorul în cîmpul magnetic total.

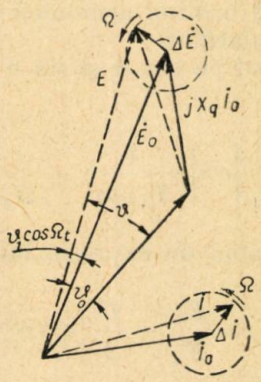


Fig. 6. — Diagrama tensiunilor și curentului la mașina sincronă pentru regimul de mici oscilații.

nentă de amplitudine constantă corespunzătoare unghiului ϑ_0 din regim staționar și o altă componentă a cărei amplitudine oscilează cu pulsația Ω, corespunzătoare unghiului $\vartheta_1 \sin\,\Omega t$, deci a cărei pulsație este $\omega - \Omega$ și $\omega + \Omega$. Diagrama tensiunilor din acest regim se compune din vectorii complecși constanți, de pulsație ω și din creșterile curenților, fluxurilor și t.e.m. induse care au amplitudinea variabilă sinusoidal în timp (fig. 6).

În cazul general al pendulațiilor de amplitudine oarecare, soluția pentru componentele curentului din stator după cele două axe este dată încă de P a r k [11]. Curentul din stator, raportat la sistemul de coordonate fix față de cîmpul învîrtitor în condițiile simplificatoare menționate mai sus este

$$i_{\sim} = i_{d\sim} + j i_{q\sim} = \frac{E_d}{X_{\mathfrak{z}}} - \frac{U\cos\vartheta}{X_d(p)} + j\,\frac{U\sin\vartheta}{X_q(p)}\,, \tag{8}$$

în care $X_d\,(p)$ este reactanța operațională din axa longitudinală

$$X_d\,(p) = X_d\,\frac{p^2\,T_d'\,T_d'' + p\,(T_d' + T_c') + 1}{p^2\,T_d\,T_{do}'' + p\,(T_d + T_c) + 1}\,, \tag{9}$$

cu notațiile utilizate curent în teoria mașinii sincrone [13]) iar $X_q(p)$ este reactanța operațională din axa transversală

$$X_q(p) = X_q \frac{p\,T_q'' + 1}{p\,T_{q0}'' + 1}\,. \tag{10}$$

În expresia curentului, E_d este tensiunea indusă de fluxul de excitație al mașinii sincrone, iar U tensiunea la borne, ambele raportate la un sistem rigid față de cîmpul magnetic învîrtitor al statorului.

Întrucît studiem problema în regim permanent, p are valoarea : $j\,n\,\Omega$, n fiind ordinul armonicii t.e.m. induse în înfășurarea rotorului în timpul pendulațiilor.

Înlocuind pe cos ϑ și sin ϑ cu formulele lui Euler, expresia curentului devine

$$i_\sim = \frac{E_d}{X_d} - \frac{U}{2}\left\{e^{j\vartheta}\left[\frac{1}{X_d(p)} - \frac{1}{X_q(p)}\right] + e^{-j\vartheta}\left[\frac{1}{X_d(p)} + \frac{1}{X_q(p)}\right]\right\}, \tag{11}$$

sau ținînd seama de expresia lui ϑ,

$$\begin{aligned} i_\sim = \frac{E_d}{X_d} - \frac{U}{2}\Bigg\{ & e^{j\vartheta_0}\, e^{j\vartheta_1 \cos \Omega t}\left[\frac{1}{X_d(p)} - \frac{1}{X_q(p)}\right] + \\ & + e^{-j\vartheta_0} e^{-j\vartheta_1 \cos \Omega t}\left[\frac{1}{X_d(p)} + \frac{1}{X_q(p)}\right]\Bigg\}. \end{aligned} \tag{12}$$

Funcția $e^{\pm j\vartheta_1 \cos \Omega t}$ se poate descompune în serie trigonometrică [14] astfel

$$e^{\pm j\vartheta_1 \cos \Omega t} = J_0(\vartheta_p) + 2\sum_{n=1}^{\infty} J_{2n}(\vartheta_1)\cos 2n\,\Omega t \pm 2j \sum_{n=0}^{\infty} J_{2n+1}(\vartheta_1)\sin(2n+1)\,\Omega t \tag{13}$$

în care J_0, J_1, J_2, ..., J_n, ... sînt funcțiile Bessel de speța I.

Expresia curentului devine în acest caz

$$\begin{aligned} i_\sim = & \frac{E_d}{X_d} - \frac{U}{X_d} J_0(\vartheta_1)\cos\vartheta_0 - j\frac{U}{X_q} J_0(\vartheta_1)\sin\vartheta_0 + \\ & + 2U\Bigg\{\sum_{n=1}^{\infty} J_{2n\,(ca)}(\vartheta_1)\left[\frac{\cos 2n\,\Omega t}{X_d(j2n\,\Omega)}\cos\vartheta_0 - j\frac{\cos 2n\,\Omega t}{X_q(j2n\,\Omega)}\sin\vartheta_0\right] + \\ & + \sum_{n=0}^{\infty} J_{2n+1}(\vartheta_1)\left[j\frac{\sin(2n+1)\,\Omega t}{X_d[j(2n+1)\Omega]}\sin\vartheta_0 - \frac{\sin(2n+1)\,\Omega t}{X_q[j(2n+1)\Omega]}\cos\vartheta_0\right]\Bigg\}, \end{aligned} \tag{14}$$

sau, întrucît tensiunea la borna este constantă, rezultă:

$$i_{\sim} = \frac{E_d/J_0(\vartheta_1) - U\cos\vartheta_0}{X_d/J_0(\vartheta_1)} - \frac{j\,U\sin\vartheta_0}{X_q/J(\vartheta_1)} +$$

$$+ 2U\left\{\sum_{n=1}^{\infty}\left[\frac{\cos 2n\,\Omega t}{\frac{X_d(j2n\,\Omega)}{J_{2n}(\vartheta_1)}}\cos\vartheta_0 - j\frac{\cos 2n\,\Omega t}{\frac{X_q(j2n\,\Omega)}{J_{2n}(\vartheta_1)}}\sin\vartheta_0\right] - \right. \tag{15}$$

$$\left. - \sum_{n=0}^{\infty}\sin(2n+1)\,\Omega t\left[\frac{\cos\vartheta_0}{\frac{X_q[j(2n+1)\Omega]}{J_{2n+1}(\vartheta_1)}} - j\frac{\sin\vartheta_0}{\frac{X_d[(j(2n+1)\Omega)]}{J_{2n+1}(\vartheta_1)}}\right]\right\}.$$

Expresiile $X_d(j2n\,\Omega)$ și $X_q(j2n\,\Omega)$ trebuie calculate de fiecare dată în funcție de argumentul $j2n\,\Omega$; la valori mici ale argumentului rezultă:

$$\lim_{2n\,\Omega\to 0} X_d(j2n\,\Omega) = X_d\,;\quad \lim_{2n\,\Omega\to 0} X_q(j2n\,\Omega) = X_q,$$

adică se confundă cu reactanțele sincrone după cele două axe.

La valori foarte mari ale argumentului rezultă

$$\lim_{2n\,\Omega\to\infty} X_d(j2n\,\Omega) = X_d''\,;\quad \lim_{2n\,\Omega\to\infty} X_q(j2n\,\Omega) = X_q''\,.$$

Pentru prima armonică cele două reactanțe din cele două axe, sînt $X_d(j\Omega)/J_1(\vartheta_1)$ și $X_q(j\,\Omega)/J_1(\vartheta_1)$; valorile lor depind atît de frecvența de pendulare Ω cît și de amplitudinea ϑ_1, a oscilațiilor de pendulare, cum depind de altfel și valorile reactanțelor corespunzătoare tuturor armonicelor.

Diagrama fundamentalelor tensiunilor pentru regimul de oscilații dată în figura 7, este construită pe baza relației dintre fundamentalele tensiunilor induse și tensiunii aplicate

$$\dot{I}_{\sim 1} = \dot{I}_{d\sim 1} + \dot{I}_{q\sim 1}, \tag{16}$$

$$\frac{E_d}{J_0(\vartheta_1)} - U\cos\vartheta_0 - I_{d\sim 1}\frac{X_d}{J_0(\vartheta_1)} = 0, \tag{17}$$

$$U\sin\vartheta_0 - I_{q\sim 1}\frac{X_q}{J_0(\vartheta_1)} = 0. \tag{18}$$

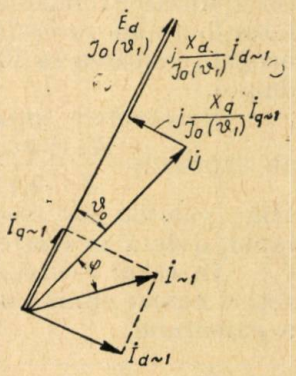


Fig. 7. — Diagrama fundamentalelor în timpul oscilațiilor.

Relațiile și diagrama se confundă pentru ϑ_1 mic, cu cele care se pot determina direct din studiul regimului de mici oscilații.

Din această diagramă rezultă :

— în timpul pendulațiilor întreținute fenomenele se întîmplă la fel ca în cazul cînd s-ar mări atît t.e.m.E_d indusă de fluxul de excitație cît și reactanțele sincrone X_d și X_q din cele două axe de $1/J_0(\vartheta_1)$ ori;

— fundamentalele componentelor i_d și i_q din regimul staționar corespunzător unghiului intern ϑ_0 devin

$$I_{d\sim 1} = \frac{E_d / J_0(\vartheta_1) - U\cos\vartheta_0}{X_d/J_0(\vartheta_1)}, \quad I_{q\sim 1} = \frac{U\sin\vartheta_0}{X_q/J_0(\vartheta_1)} \tag{19}$$

și anume o dată cu creșterea amplitudinii ϑ_1 a oscilațiilor componente $I_{d\sim 1}$ crește iar componenta $I_{q\sim 1}$ scade, curentul total avînd expresia

$$I_{\sim 1} = \sqrt{I_{d\sim 1}^2 + I_{q\sim 1}^2} \tag{20}$$

și valoarea sa este mai mare decît în regim staționar;

— de remarcat că reactanțele echivalente $\frac{X_d}{J_0(\vartheta_1)}$ și $\frac{X_q}{J_0(\vartheta_1)}$ din regimul de pendulații din diagrama tensiunilor nu depind direct de frecvența de pendulare ci numai de amplitudinea pendulațiilor; în aparență, valorile lor nu scad în timpul pendulațiilor, ci cresc.

Expresia cuplului mediu, corespunzător fundamentalelor este

$$M_1 = \frac{1}{2\pi n}\left\{\frac{UE_d}{X_d}\sin\vartheta_0 + \frac{U^2}{2}J_0(\vartheta_1)\left[\frac{1}{X_d} - \frac{1}{X_q}\right]\sin 2\vartheta_0\right\}. \tag{21}$$

Din această expresie, rezultă că valoarea cuplului electromagnetic corespunzător fundamentalelor scade la același unghi în timpul oscilațiilor întreținute ale rotorului (dacă $X_d \neq X_q$) și anume scade cuplul reactiv al mașinii, valoarea sa fiind funcție de amplitudinea ϑ_1 a unghiului de pendulare.

Reactanțele corespunzătoare celorlalte armonici în $\cos n\Omega t$ și $\sin n\Omega t$ au expresiile $\frac{X_d(jn\Omega)}{J_n(\vartheta_1)}$ în axa directă și $\frac{X_q(jn\Omega)}{J_n(\vartheta_1)}$ în axa transversală; valorile lor cresc cu ordinul armonicii, deoarece $J_n(\vartheta_1)$ scade rapid, o dată cu creșterea lui n.

În cazul oscilațiilor mici cînd $\vartheta_1 \to 0$, $J_0(\vartheta_1) \to 1$, $J_n(\vartheta_1) \to 0$ și se reține numai prima armonică din relația (14), rezultă următoarea expresie a curentului

$$i_\sim = \frac{E_d}{X_d} - \frac{U}{X_d}\cos\vartheta_0 - j\frac{U}{X_q}\sin\vartheta_0 - UJ_1(\vartheta_1)\sin\Omega t\left[\frac{\cos\vartheta_0}{X_q(\Omega)} - j\frac{\sin\vartheta_0}{X_d(\Omega)}\right]. \tag{22}$$

Se constată astfel că reactanțele $X_d(\Omega)$ și $X_q(\Omega)$ corespunzătoare primelor armonici, depind de pulsația de pendulare, după cum se arată și în [6], [9].

5. CONSIDERAȚII CU PRIVIRE LA INFLUENȚA STĂRII DE MAGNETIZARE A MAȘINII

În timpul regimului de pendulații curentul de excitație pulsează cu frecvența de pendulare și o dată cu acesta și fluxul de excitație. Datorită însă ciclului de histerezis, la aceeași valoare medie a curentului nu corespunde aceeași tensiune indusă E_d, valoarea acestei tensiuni fiind funcție de starea de magnetizare anterioară a mașinii și este mai mică decît valoarea medie la creșterea t.e.m. și mai mare la scăderea acesteia. Evident aceasta afectează și cuplul mașinii sincrone care nu mai are o valoare unică la o valoare a curentului de excitație dată ci valoarea sa depinde de amplitudinea armonicii curentului de excitație.

Dat fiind dificultățile de măsurare directă a t.e.m. E_d, în scopul de a pune în evidență micșorarea cuplului mediu la mașinile sincrone la care $X_d \neq X_q$ în timpul pendulațiilor efectuate la ϑ_1 cît mai mare pentru a rezulta $J_0(\vartheta_1) < 1$, este necesar să se ia în considerație influența acestei premagnetizări dată de armonica curentului de excitație.

6. CAZUL PENDULAȚIILOR AMORTIZATE ALE ROTORULUI

În cazul unor pendulații amortizate ale rotorului mașinii sincrone, soluția (8) nu mai poate fi descompusă în felul în care s-a procedat la punctul 5.

În cazul în care constanta de timp cu care se amortizează procesele este relativ mare și nu influențează sensibil comportarea mașinii, curentul din stator se poate calcula după relația (15) luîndu-se în locul amplitudinii constante ϑ_1, amplitudinea descrescătoare $\vartheta_1 \, e^{-\alpha t} \frac{1}{\alpha}$ fiind constanta de timp a procesului electromecanic al mașinii.

În timpul regimului tranzitoriu diagrama tensiunilor din figura 7, se transformă în diagrama tensiunilor corespunzătoare regimului staționar fără pendulații, iar reactanțele $X_d/J_0(\vartheta_1)$ și $X_q/J_0(\vartheta_1)$ devin egale cu reactanțele X_d și X_q din regimul staționar fără pendulații.

О ПОЛНОМ СОПРОТИВЛЕНИИ КАЧАНИЯ СИНХРОННОЙ МАШИНЫ

РЕЗЮМЕ

В работе критически рассматриваются опубликованные до сих пор предложения разных авторов о введении полного сопротивления качания синхронной машины.

На основании решений уравнений напряжений синхронной машины, данных для режима вынужденных колебаний, причем внут-

ренний угол машины изменяется синусоидально со временем, доказывается непоследовательность введения реактивного сопротивления качания, встречающегося в специальных работах и отмечается важность операционных полных сопротивления синхронных машин.

ОБЬЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Диаграмма напряжений синхронной машины во время качаний (по Р. Рюзенбергу).

Рис. 2. — Кривая пары при установившемся и переходном режимах (по Тимашеву).

Рис. 3. — Диаграмма напряжений, применяемая в [7], [8] для переходного режима.

Рис. 4. — Эквивалентные схемы в продольных осях: *а* — поперечная; *б* — для синхронной машины в колебательном режиме (см. [6], [9]).

Рис. 5. — Ротор в полном магнитном поле.

Рис. 6. — Диаграмма напряжений и тока синхронной машины для режима малых колебаний.

Рис. 7. — Диаграмма основных гармоник во время колебаний.

SUR L'IMPÉDANCE DES OSCILLATIONS PENDULAIRES D'UNE MACHINE SYNCHRONE

RÉSUMÉ

Le travail comprend une analyse critique des propositions, publiées jusqu'à présent par divers auteurs, d'introduire une impédance des oscillations pendulaires d'une machine synchrone.

En prenant comme point de départ les solutions des équations des tensions de la machine synchrone établies pour le régime des oscillations entretenues, et en tenant compte que le déphasage (déplacement angulaire) de la machine varie sinusoïdalement en fonction du temps, l'auteur démontre l'inconséquence d'introduire la réactance des oscillations pendulaires, déjà rencontrée dans les travaux de spécialité. Il souligne, en outre, l'importance des impédances opérationnelles de la machine synchrone.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Diagramme des tensions d'une machine synchrone durant les oscillations pendulaires (selon R. Rüdenberg).

Fig. 2. — Courbe du couple en régime permanent et en régime transitoire (selon Timascheff).

Fig. 3. — Diagramme des tensions utilisé en [7], [8] pour le régime transitoire.

Fig. 4. — Schémas équivalents dans les axes: longitudinal *a* — transversal *b* — de la machine synchrone en régime d'oscillations pendulaires (voir [6], [9]).

Fig. 5. — Le rotor dans le champ magnétique total.

Fig. 6. — Diagramme des tensions et du courant de la machine synchrone en régime de petites oscillations.

Fig. 7. — Diagramme des fondamentales pendant les oscillations.

BIBLIOGRAFIE

1. H. V. PUTMAN, *Synchronising power in synchronous machines under steady and transient conditions.* TAIEE, **45**, 1116—1130 (1926).
2. R. RÜDENBERG, *Etude de la puissance synchronisante et des variations du champ transversal dans la marche en parallèle des turboalternateurs.* CIGRE, **I**, *117* 1—17, (1933).
3. A. TIMASCHEFF, *Stabilität elektrischer Drehstromkraftübertragungen.* Ed. Springer, Berlin, 1940.
4. R. RICHTER, *Mașini electrice.* **II.** *Mașina sincronă și mașina comutatoare.* Ed. tehnică, București, 1959.
5. TH. LAIBLE, *Les réactances et autres constantes de la machine synchrone.* Bul. Oerlikon, *300*, 59 (1953).
6. TH. LAIBLE, *Le service en parallèle des machines synchrones à couple moteur irrégulier* (*I*re partie). Bul. Oerlikon, *311*, 45—58 (1955).
7. C. CONCORDIA, *Synchronous machines. Theory and performance.* New York, 1951.
8. B. ADKINS, *The general theory of electrical machines.* Ed. Chapman & Hall Ltd. Londra, 1957.
9. P. K. KOVACS, I. RÁCZ, *Transiente Vorgänge in Wechselstrommaschinen*, **I.** Ed. Acad. R.P.U. Budapesta, 1959.
10. E. PETZOLDT, *Pendelreaktanz und Grenzstossbelastung der Drehstromsynchronmaschine.* E. u.M. **69**, *20*, 458—461 (1952).
11. R. P. PARK, *Two reaction theory of synchronous machines.* T.A.I.E.E., **48**, 716 (1929).
12. V. N. NEDELCU, *Influența pendulării rotorului mașinii sincrone cu polii aparenți asupra curentului statorului.* Comunicările Acad. R.P.R., **VI**, *7*, 863—870 (1956).
13. И. Д. УРУСОВ, Линейная теория колебания синхронной машины. Изд. АН СССР, Москва, 1960.
14. G. N. WATSON, *A treatise on the theory of Bessel functions.* Londra, 1945.

PRECIZĂRI PRIVIND INTRODUCEREA CHELTUIELILOR PENTRU BAZA ENERGETICĂ ÎN CALCULELE EFICACITĂȚII ECONOMICE A INVESTIȚIILOR

DE

ECATERINA ARIE

Recomandările conferinței unionale tehnico-științifice referitoare la problemele determinării eficacității economice a investițiilor capitale și a tehnicii noi în economia națională a U.R.S.S. [1] prevăd următoarea metodă pentru compararea variantelor ce diferă între ele în ceea ce privește atît cheltuielile anuale, cît și investițiile capitale. Pentru a alege variantele cele mai raționale este necesar să se compare termenul de recuperare a investițiilor suplimentare, necesare variantei cu costuri anuale mai mici, cu termenele de recuperare normate, fixate pentru ramura economică respectivă. Pentru ca soluția 1, să fie mai eficace din punctul de vedere economic decît soluția 2, este necesar să fie respectată inegalitatea

$$T \leqslant T_n\,, \tag{1}$$

$$\text{unde } T = \frac{I_1 - I_2}{C_2 - C_1}\,, \tag{2}$$

T — este termenul de recuperare a investițiilor suplimentare necesare în prima variantă;

T_n — este termenul de recuperare normat, pentru ramura respectivă;

I_1 și C_1 sînt investițiile și cheltuielile de producție anuale, corespunzătoare primei variante;

I_2 și C_2—idem, pentru a doua variantă.

Dacă intervin mai multe variante, sau dacă investițiile și cheltuielile de producție depind de un parametru cu variație continuă, este mai comod să se utilizeze ca indice al eficacității economice în locul termenului de recuperare, cheltuielile teoretice Z:

$$Z = C + \frac{1}{T_n} I = C + p_n I\,; \tag{3}$$

$p_n = \dfrac{1}{T_n}$ — este denumit *coeficient normat de eficacitate economică*. Varianta cea mai eficace este aceea pentru care cheltuielile anuale de calcul Z (calculate cu expresia (3)) sînt minime. Este ușor de verificat, că cele două formulări ale condițiilor pentru determinarea celei mai eficace variante, sînt echivalente.

În recomandările amintite mai sus, se menționează că evaluarea eficacității unei variante nu trebuie să ia în considerare numai cheltuielile pentru crearea obiectului proiectat, ci și pentru dezvoltarea altor ramuri de producție conexe, necesare acelui obiect. Astfel, pentru crearea celor mai multe obiective industriale, este necesară totodată dezvoltarea unor instalații energetice, al căror cost, în special în cazul utilizării energiei electrice nu face parte din cheltuielile de investiție ale obiectului principal și trebuie incluse în aceste investiții conexe. În acest scop, proiectantul trebuie să cunoască prețul de cost al instalării unei unități de putere suplimentare în sistemul energetic la care va fi racordat obiectul proiectat, precum și gradul de participare al acestuia, la puterea maximă a sistemului.

Dacă notăm cu indicele p, cheltuielile de investiție și de producție, precum și indicatorii economici ce se referă la obiectul industrial proiectat și cu indicele e — mărimile referitoare la cheltuielile necesare în sistemul energetic pentru alimentarea cu energie a obiectului proiectat și dacă se presupune că nu intervin alte investiții conexe, în afară de cele energetice, termenul de recuperare va avea expresia

$$T = \frac{\Delta (I_p + I_e)}{-\Delta C}, \tag{4}$$

iar cheltuielile teoretice

$$Z = C + p_{np} (I_p + I_e). \tag{5}$$

Dacă se cunoaște curba de sarcină a sistemului energetic și se face o ipoteză asupra curbei de sarcină a consumatorului considerat, se poate determina creșterea puterii instalate necesare pentru alimentarea acestui consumator ΔN_s. Cheltuielile necesare pentru instalarea acestei puteri în sistem, vor fi

$$I_e = \Delta N_s \cdot i_e,$$

unde

i_e reprezintă prețul de cost pe unitatea de putere instalată în sistem (întrucît acest preț variază pentru diferite tipuri de centrale electrice, considerăm că valoarea cea mai indicată este cea marginală, corespunzătoare centralelor ce vor trebui construite pentru mărirea puterii instalate peste cea corespunzătoare celorlalți consumatori. În cazul consumatorilor ce intervin cu o pondere redusă, se poate folosi însă un preț mediu).

Fără a modifica formal expresiile de calcul (2) — (3) folosite în cazul neglijării investițiilor conexe se poate ține seama de efectul cheltuielilor necesare creării bazei energetice, dacă la determinarea prețului de cost al producției, cheltuielile pentru energie electrică, pe unitatea de energie consumată se vor lua egale cu valoarea obținută din următoarea expresie [2]:

$$z_e = a + \frac{k_m k_r}{T_{\max}} (b + p_{ne} i_e), \tag{6}$$

unde

a — reprezintă cheltuielile variabile ale sistemului energetic pe unitatea de energie electrică produsă;

b — cheltuielile constante ale sistemului energetic pe unitatea de putere instalată în sistem;

k_m — coeficientul corespunzător gradului de participare al consumatorului considerat la solicitarea maximă a sistemului;

k_r — coeficient care ține seama de rezerva de putere în sistem;

T_{max} — durata de utilizare a puterii maxime, corespunzînd curbei de sarcină a consumatorului considerat;

p_{ne} — coeficientul normat de eficacitate economică pentru ramura energetică;

i_e — prețul de cost pe unitatea de putere instalată în sistemul energetic.

Dacă energia electrică consumată anual este E, rezultă că față de valoarea cheltuielilor anuale pentru energia electrică, valoarea de calcul C'_e a acestor cheltuieli, obținută în cazul utilizării relației (5) va fi mai mare cu

$$\Delta C_e = \frac{k_m k_r}{T_{max}} p_{ne} i_e E .$$

Se va obține astfel o valoare de calcul a cheltuielilor de producție

$$C' = C + p_{ne} \frac{k_m k_r}{T_{max}} i_e E . \tag{7}$$

Ținînd seama de curba de sarcină a sistemului și a consumatorului suplimentar analizat, rezultă relația

$$\frac{k_m k_r}{T_{max}} E = \Delta N_s ,$$

astfel încît relația (7) devine

$$C' = C + p_{ne} I_e . \tag{7'}$$

Folosind pentru cheltuielile de producție valoarea de calcul C' și fără a mai considera de astă dată cheltuielile pentru crearea bazei energetice ca investiții conexe (deoarece în caz contrar acestea ar interveni de două ori în calcul), se obțin pentru timpul de recuperare și pentru cheltuielile teoretice, expresiile (8) și (9):

$$T' = \frac{\Delta I_p}{-\Delta C'} = \frac{\Delta I_p}{-\Delta (C + p_{ne} I_e)} \tag{8}$$

$$Z' = C' + p_{np} I_p = C + p_{np} I_p + p_{ne} I_e . \tag{9}$$

În cazul general, expresiile (8) și (9), nu sînt echivalente cu expresiile (4) și (5). De aceea este necesară o analiză, pentru a stabili care este modul corect de a ține seama de investițiile conexe din ramura energetică, la determinarea eficacității economice a variantelor de proiectare a obiectivelor industriale

A. *Dacă termenul normat de recuperare a investițiilor suplimentare* în ramura economică în care se încadrează obiectul proiectat *este egal cu termenul normat de recuperare folosit în domeniul energeticii*,

$$p_{np} = p_{ne} = p_n ; \qquad T_{np} = T_{ne} = T_n ,$$

expresiile (5) și (9) sînt identice. În acest caz, dacă se folosesc chletuielile teoretice în locul cheltuielilor anuale pentru energia electrică, este obligatoriu să se compare variantele de proiectare a obiectivului principal, folosind cheltuielile teoretice totale (9).

Expresiile (4) și (8) sînt egale, numai pentru valoarea

$$T = T' = T_n ,$$

adică, pentru varianta limită, la care termenul de recuperare este egal cu cel normat.

În general, dacă se folosește metoda cheltuielilor teoretice pentru energia electrică, nu este posibil să se facă nici un fel de considerente asupra variației cheltuielilor de investiție corespunzătoare diferitelor variante de proiectare și nici asupra termenului de recuperare a investițiilor suplimentare. Dacă variantele considerate sînt caracterizate cu ajutorul unui parametru x funcțiile $T(x)$ și $T'(x)$ vor fi diferite. Se observă că diferența va fi cu atît mai mare cu cît valoarea ΔI_e este mai mare. Problema prezintă astfel importanță în special pentru

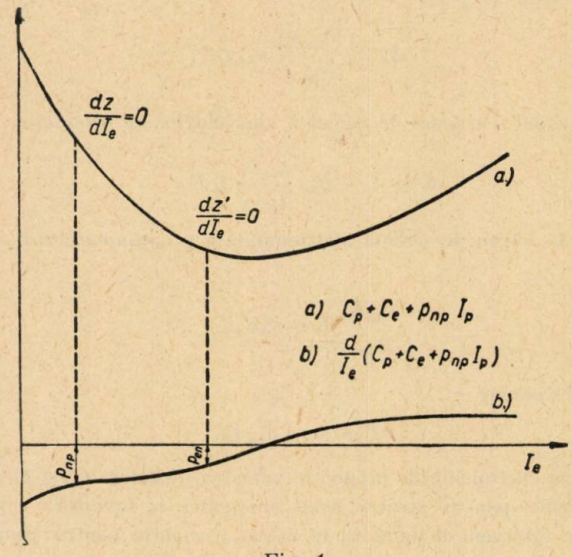


Fig. 1

industriile pentru care investițiile aferente necesare dezvoltării sistemului energetic sînt comparabile cu investițiile necesare pentru realizarea obiectului principal.

O analiză făcută în legătură cu alegerea gradului optim de descentralizare a producerii puterii reactive, a arătat că cele două metode, diferă esențial din acest punct de vedere [3].

B. *Dacă termenul normat de recuperare a investițiilor*, corespunzător obiectului principal proiectat T_{np} *este diferit de cel corespunzător ramurii energetice* $T_{ne} \neq T_{np}$ nici expresia (9) nu mai este echivalentă cu expresia (5). De aceea, este necesară o comparare a celor două metode pentru a stabili care este mai bine justificată.

În cele mai multe cazuri, coeficientul normat de eficacitate economică este mai redus în ramura energetică decît în alte ramuri industriale

$$p_{ne} < p_{np}.$$

Întrucît în ipoteze identice, soluția pentru care Z este minim nu depinde de parametrul considerat ca variabilă independentă, pentru demonstrație s-a ales ca parametru caracteristic al variantelor de proiectare comparate, valoarea investițiilor aferente necesare în ramura energetică. Soluțiile cele mai avantajoase conform metodelor enunțate mai sus, trebuie să satisfacă relația:

$$\frac{dZ}{dI_e} = 0; \qquad \frac{d}{dI_e}(C + p_{np} I_p) = - p_{np},$$

în cazul considerării cheltuielilor necesare bazei energetice ca investiții conexe ; și

$$\frac{dZ'}{dI_e} = 0 ; \qquad \frac{d}{dI_e}(C + p_{np} I_p) = - p_{ne},$$

în cazul includerii cheltuielilor necesare creării bazei energetice în valoarea de calcul a cheltuielilor de producție.

În al doilea caz, realizarea variantei optime va necesita un volum mărit de investiții în ramura energetică — după cum rezultă din graficele reprezentate în figura 1.

Considerăm că o asemenea soluție nu se justifică economic chiar dacă alegerea unui coeficient normat de eficacitate în ramura energetică mai mic decît în diferite ramuri industriale, este justificată. În adevăr, alegerea unui coeficient normat de eficacitate relativ redus (a unui timp normat de recuperare a investițiilor relativ mare) în ramura energetică, poate fi susținută după părerea noastră, în principal pe considerentele următoare :

— investițiile specifice mari necesare în ramura energetică ar frîna modernizarea, înnoirea utilajelor și asigurarea unei rezerve corespunzătoare în această ramură dacă termenii de recuperare a investițiilor suplimentare ar fi reduși ; lipsa unei rezerve suficiente ar împiedica realizarea pasului înainte pe care baza energetică și în special electrificarea trebuie să-l realizeze față de celelalte ramuri ale economiei naționale ;

— durata mare de viață a instalațiilor energetice impune alegerea unor soluții cît mai moderne, corespunzînd unor cheltuieli anuale cît mai mici, pentru a evita ca în ultima perioadă a duratei de viață a instalațiilor, acestea să devină nerentabile, sau inutilizabile din cauza uzurii morale.

Cele de mai sus, nu constituie însă argumente pentru folosirea aceluiași termen mărit de recuperare a investițiilor și pentru cheltuielile necesare în sistemul energetic aferente diferitelor variante de proiectare a unor obiective industriale. În adevăr, aceste variante chiar dacă influențează gradul de dezvoltare a bazei energetice, impun totodată folosirea bazei energetice suplimentare într-o singură ramură, astfel încît nu contribuie la realizarea unui decalaj între dezvoltarea bazei energetice și necesarul de energie al economiei naționale ; în ceea ce privește modernizarea instalațiilor energetice, aceasta nu depinde de soluțiile adoptate în ramurile consumatoare.

Singurul argument în favoarea utilizării unei metode care să conducă la soluții necesitînd investiții sporite, în ramura energetică, ar fi acela că în general aceste soluții au adeseori și alte efecte favorabile sociale sau calitative, mai greu de apreciat în calcule tehnico-economice. Considerăm însă că nu este util ca aceste efecte să fie introduse în compararea variantelor sub o formă indirectă, cu atît mai mult, cu cît ele nu sînt prezente în toate cazurile. Considerarea lor este posibilă, fie prin introducerea în calculul cheltuielilor corespunzătoare fiecărei variante, a cheltuielilor suplimentare necesare pentru a le face comparabile, fie preferînd în mod deliberat — acolo unde este cazul — o soluție diferită de cea rezultată din calculul tehnico-economic.

În concluzie, este mai bine justificată teoretic metoda de calcul a eficacității economice a variantelor de proiectare a obiectivelor industriale, prin care valoarea investițiilor conexe pentru dezvoltarea bazei energetice necesare obiectivului proiectat se adaugă la investițiile necesare obiectului principal, pentru a obține valoarea totală a investițiilor necesare creării acestui obiect.

Rezultate tot atît de exacte, se pot obține și prin folosirea cheltuielilor teoretice pentru energia electrică, pe kilowatt-oră dacă în expresia (6), în locul coeficientului normat de eficacitate pentru ramura energetică — p_{ne}, se utilizează coeficientul normat de eficacitate

pentru ramura în care se încadrează obiectul proiectat — $p_{np} = \frac{1}{T_{np}}$. Folosirea unor cheltuieli teoretice pentru energia electrică, diferențiate după natura consumatorului, ar necesita însă un număr egal de date inițiale ale calculului, ca și metoda introducerii explicite a investițiilor conexe, fără a reflecta tot atît de exact variația investițiilor și a timpului de recuperare, în diferite variante.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * *Conferința Unională tehnico-științifică referitoare la problemele determinării eficacității economice a investițiilor capitale și a tehnicii noi în economia națională a U.R.S.S.* Probleme economice, XII, *1*, 120 (1959); *2*, 112.
2. * * * *Principiile metodologice de bază ale calculelor tehnico-economice în domeniul energeticii.* Economia de energie, *8*, 2 (1960).
3. E. ARIE, *Influența investițiilor din centrale asupra gradului optim de descentralizare a producției de putere reactivă*, Energetica, **XI**, *11* (1961).

UNELE ASPECTE PRIVIND PROCESUL DE ARDERE A GAZULUI PETROLIER LICHEFIAT ÎN MOTOARELE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

DE

LUCIAN TEODORESCU

Problema folosirii drept combustibil în motoare a gazelor petroliere lichefiate, prezintă interes atît din punctul de vedere al economisirii combustibilului lichid pe de o parte, cît şi al avantajelor pe care le aduce acest fel de combustibil în cazul în care este folosit în motoare.

Dată fiind situaţia deosebită pe care o prezintă gazul petrolier lichefiat (a cărui compoziţie este de 91—92% butan, 6—7% propan şi 2% etan, pentan şi alte hidrocarburi) de a putea fi îmbuteliat şi transportat în stare lichidă la presiuni relativ scăzute, acesta se pretează la utilizare în motoare de tracţiune. În acest sens, contribuie şi puterea calorifică ridicată a amestecului de gaz şi aer cît şi valoarea mare a cifrei octanice, superioară benzinei.

În lucrarea de faţă se prezintă unele aspecte legate de procesul arderii, în condiţii motor.

Instalaţia folosită este prezentată în figura 1. Motorul are caracteristicile: diametrul pistonului $D = 85$ mm, cursa pistonului $S = 115$ mm, turaţia variabilă în trepte $n = 600$; 900; 1 200 rot/min şi raportul volumetric de compresiune ε variabil între 4 şi 10.

Parametrii caracteristici ai procesului de ardere au fost determinaţi prin intermediul diagramelor indicate, ridicate cu ajutorul unei instalaţii electronice tip RFT. Zwönitz, cu captator de presiune piezoelectric, modificată astfel încît să permită o extindere mai mare a diagramei în zona procesului de ardere.

Studiul dinamicii dezvoltării căldurii a fost efectuat conform unei metodici expuse anterior [1].

Experimentările au fost efectuate la diferite reglaje ale motorului; de asemenea, s-au făcut determinări la diferite regimuri de turaţii şi s-a încercat motorul echipat cu supapă cu vizieră la aspiraţie cît şi fără această vizieră, pentru a putea scoate valori comparative, care să poată permite studiul influenţei turbulenţei.

Conform metodicii expuse, s-au calculat pe tronsoane iar apoi procentul pe întregul ciclu, valorile dQ_u (respectiv Q_u); în diagramele din figurile 3, 4, 5, 6 şi 7 sînt prezentate legile procentuale de variaţie ale lui $Q_u = f(\theta)$ respectiv pentru valori ale excesului de aer α

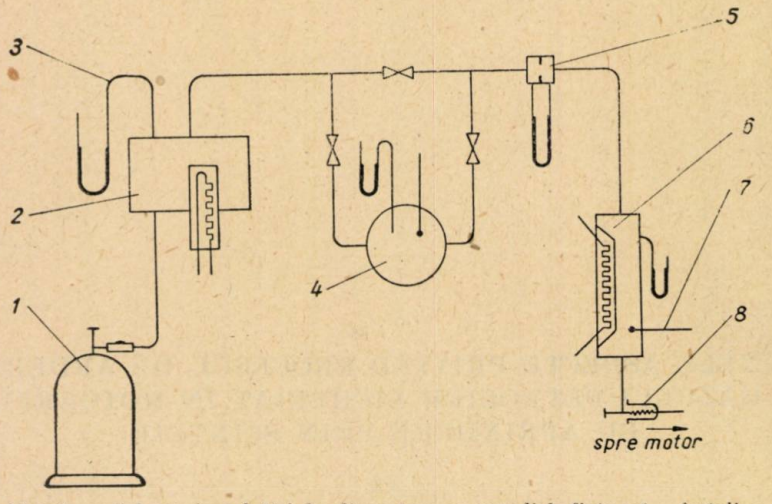


Fig. 1. — Schema instalației de alimentare cu gaze lichefiate : *1* — butelie ; *2* — toba de egalizarea presiunii ; *3* — manometru cu mercur ; *4* — contor de gaz ; *5* — diafragma pentru determinat debitul ; *6* — preîncălzitor ; *7* — termometru ; *8* — sistem de reglaj al debitului.

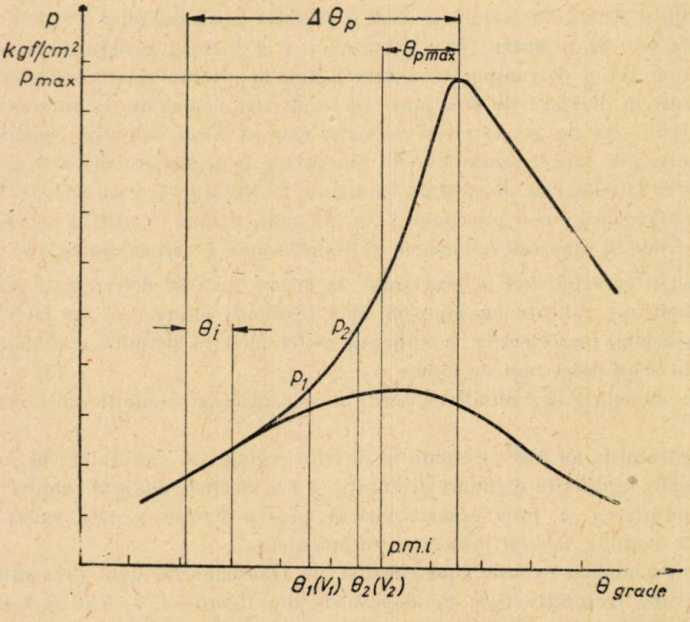


Fig. 2. — Diagrama indicată, ridicată pe motorul experimental.

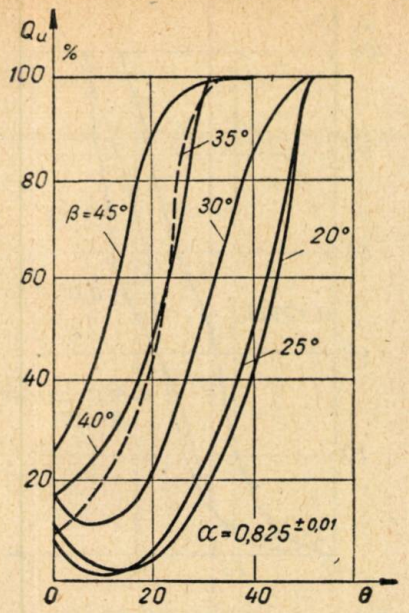


Fig. 3. — Variaţia căldurii utile Q_u la diferite grade de rotaţie ale arborelui cotit θ; avansul la declanşarea scînteii β, ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\alpha = 0{,}825$ $n = 900$ rot/min.

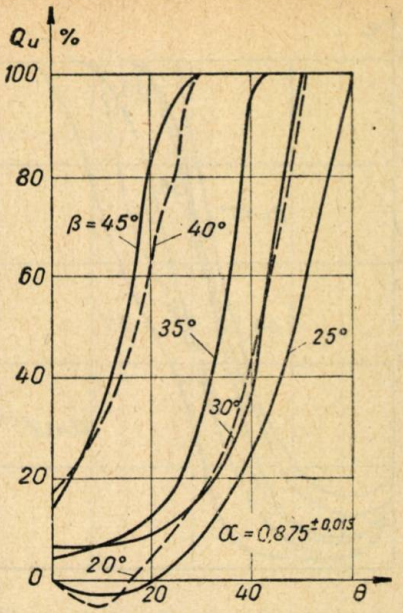


Fig. 4. — Variaţia căldurii utile Q_u la diferite grade de rotaţie ale arborelui cotit θ; avansul la declanşarea scînteii β, ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\alpha = 0{,}875 - 0{,}015$; $n = 900$ rot/min.

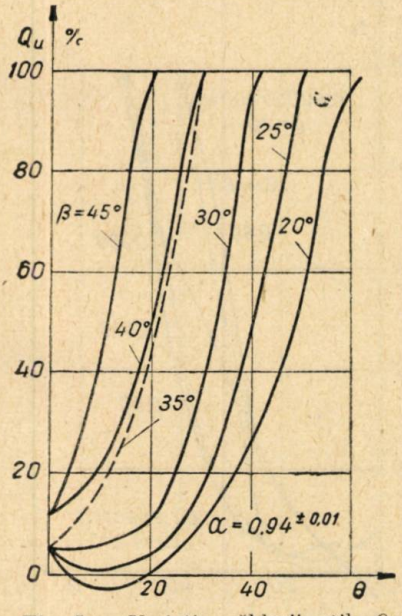


Fig. 5. — Variaţia căldurii utile Q_u la diferite grade de rotaţie ale arborelui cotit θ; avansul la declanşarea scînteii β ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\alpha = 0{,}94 - 0{,}01$; $n = 900$ rot/min.

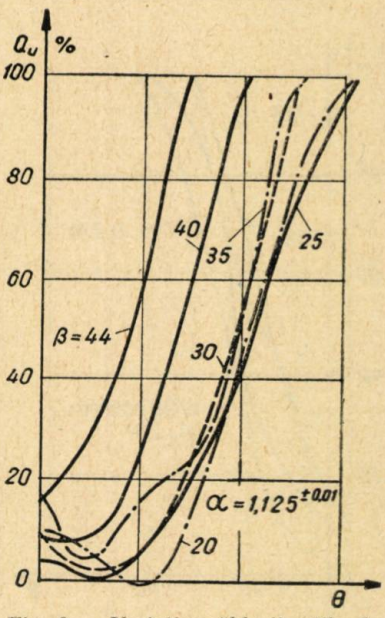


Fig. 6. — Variaţia căldurii utile Q_u la diferite grade de rotaţie ale arborelui cotit θ; avansul la declanşarea scînteii β ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\alpha = 1{,}185 - 0{,}01$; $n = 900$ rot/min.

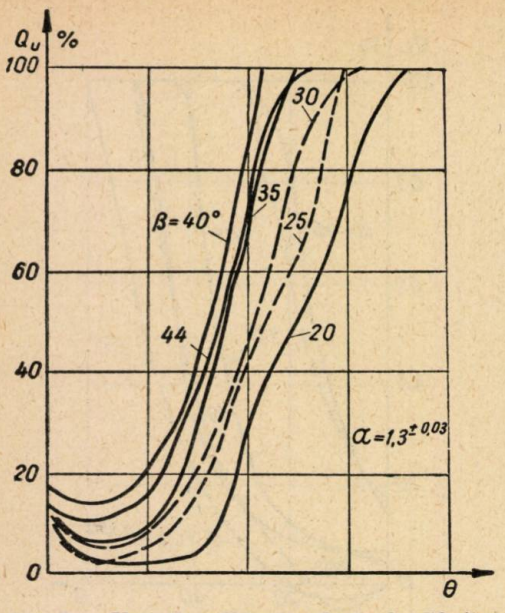


Fig. 7. — Variația căldurii utile Q_u la diferite grade de rotație ale arborelui cotit θ; avansul la declanșarea scînteii β ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\alpha = 1{,}30 - 0{,}03$; $n = 900$ rot/min.

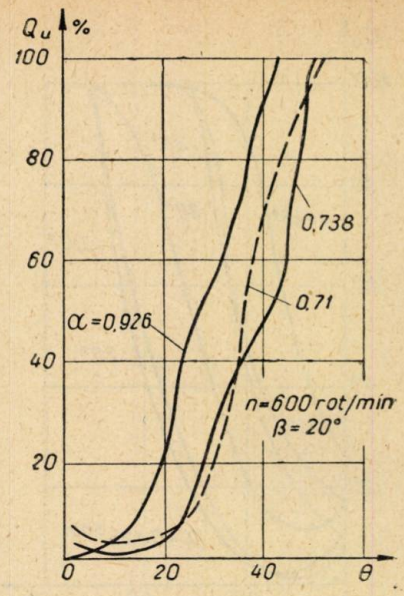


Fig. 8. — Variația căldurii utile Q_u la diferite grade de rotație ale arborelui cotit θ; α ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\beta = 20°$; $n = 600$ rot/min.

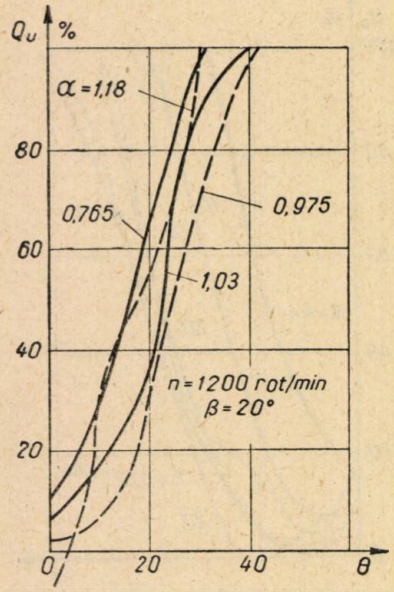


Fig. 9. — Variația căldurii utile Q_u la diferite grade de rotație ale arborelui cotit θ; α ca parametru — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\beta = 20°$; $n = 1200$ rot/min.

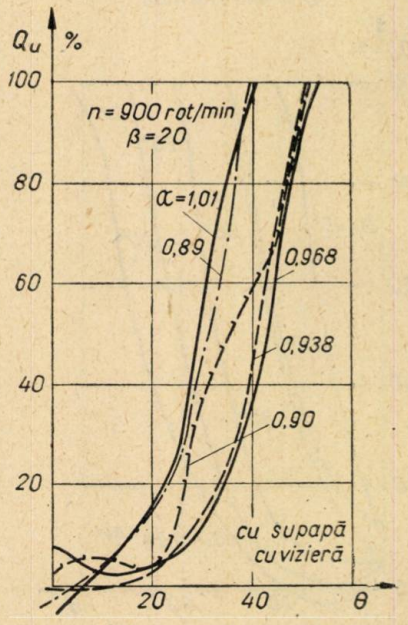


Fig. 10. — Variația căldurii utile Q_u la diferite grade de rotație ale arborelui cotit θ; α ca parametru — motor echipat cu supapă cu vizieră la aspirație — gaze petroliere îmbuteliate pentru $\beta = 20°$; $n = 900$ rot/min.

aproximativ constante, iar ca parametru variabil avansul la declanşarea scînteii electrice β, turaţia fiind menţinută constantă $n = 900$ rot/min.

Se constată în ansamblu, aceeaşi alură de variaţie a legilor procentuale de ardere pentru $\alpha =$ const.; pentru valorile lui $\alpha = 0{,}94 \pm 0{,}01$ se constată chiar o oarecare uniformi-

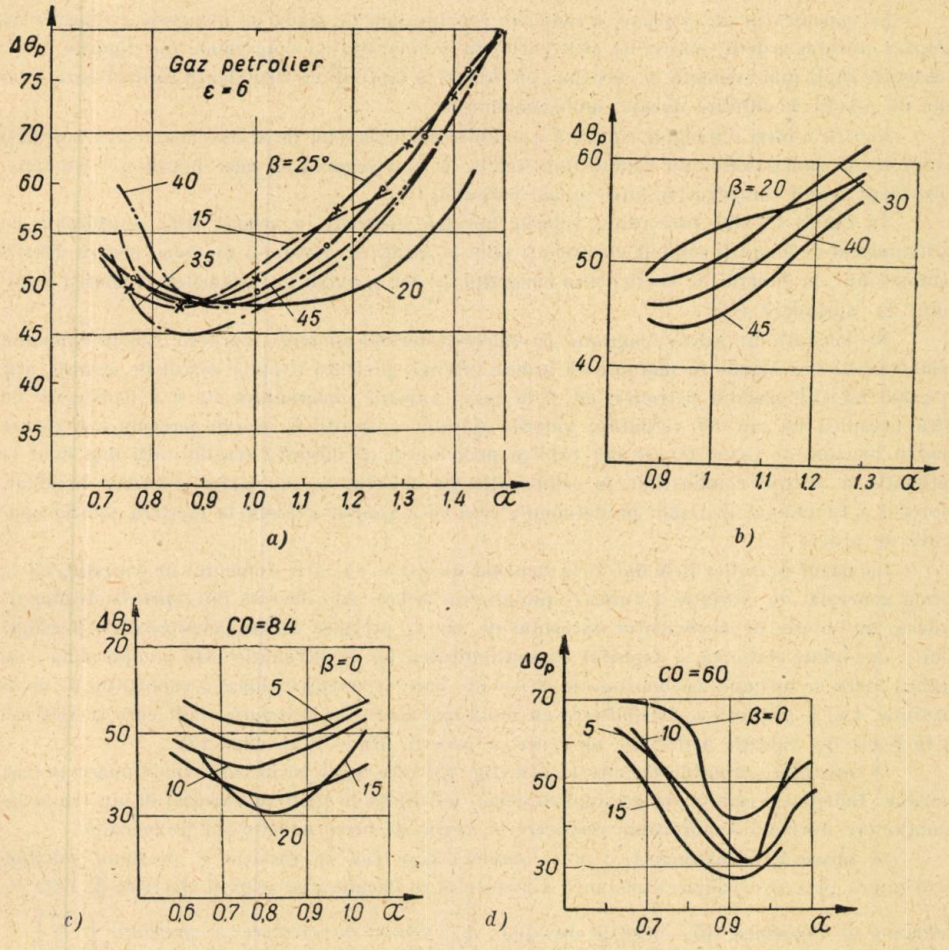


Fig. 11. — Durata aparentă a arderii $\Delta\theta_p$ în funcţie de coeficientul excesului de aer α pentru gaz petrolier lichefiat (*a*), izooctan (*b*), benzină CO = 84 (*c*) şi CO = 60 (*d*); β ca parametru.

tate în decalajul acestor legi, funcţie de β, vitezele maxime de ardere, respectiv pantele maxime ale curbelor, avînd valori foarte apropiate.

La excesele de aer mai mari de $\alpha = 1{,}18$, legile procentuale de ardere prezintă sinuozităţi, condiţionate în mare parte de aprinderile tîrzii, respectiv de deplasarea lor cu mult în perioada de destindere (β relativ redus).

Se constată în figurile 8 şi 9 că în limitele $\alpha = 0{,}738 - 1{,}1$ independent de turaţie, curbele care reprezintă legile procentuale de ardere, sînt grupate în jurul aceloraşi valori.

Din forma curbelor, rezultă că perioada inițială a arderii exprimată în grade de manivelă, este afectată mai mult de turație.

Pentru a determina influența pe care o are efectul de turbulență dirijată, s-au determinat (fig. 10) legile de ardere procentuale pentru același motor, echipat cu o supapă cu vizieră la aspirație, menținîndu-se avansul la declanșarea scînteii constant $\beta = 20°$ și α ca parametru

Se constată pe de o parte, o reducere substanțială în grade de manivelă (respectiv în timp) a duratei arderii, iar pe de altă parte, în comparație cu diagramele din figurile 3—7, o grupare mult mai evidentă a curbelor, ca urmare a faptului că turbulența influențează vitezele de reacție la diferite dozaje, uniformizîndu-le.

Pentru a oferi o imagine concretă a modificării proceselor de ardere la trecerea aceluiași motor de la funcționarea cu combustibil lichid, la funcționarea cu gaze petroliere lichefiate, s-au făcut studii comparative între aceste variante.

În figura 11 sînt prezentate valorile duratei aparente a arderii $\Delta\theta_p$, considerată de la momentul declanșării scînteii electrice și pînă la atingerea presiunii maxime, pentru diferiți combustibili, în funcție de coeficientul excesului de aer α avînd ca parametru, valoarea avansului la aprindere β.

Se constată din aceste diagrame, că valoarea duratei aparente a arderii $\Delta\theta_p$ în domeniul excesel or de aer uzuale în motoare cu ardere internă, prezintă o plajă destul de strînsă, atît în cazul folosirii gazului petrolier, cît și în cazul folosirii izooctanului cît și a benzinelor de cifră octanică 60 sau 84 (etilată); valorile duratei aparente a arderii oarecum mai reduse pentru benzina de CO = 60, se pot explica prin faptul că datorită sensibilității mai mari la detonație a acestui combustibil, în comparație cu izooctanul, sau gazul petrolier lichefiat, motorul a funcționat în regim predetonant, ceea ce a condus evident la mărirea vitezei aparente de ardere.

La gazul petrolier lichefiat și la benzina de CO = 84, atît domeniul de variație, cît și forma generală de variație a duratei aparente de ardere $\Delta\theta_f$, dedusă din curbele legilor de ardere, în funcție de coeficientul excesului de aer α. prezintă forme caracteristice și valori foarte apropiate datorită și faptului că sensibilitatea lor la detonație este comparabilă; nu același lucru se întîmplă cu benzina de CO = 60, care la aceeași valoare a raportului de compresiune $\varepsilon = 6$ prezintă o sensibilitate cu mult mai mare, la detonație, fapt care se reflectă și în legea de variație a duratei aparente a arderii $\Delta\theta_f = f(\alpha)$ (fig. 12).

O constatare deosebit de interesantă (fig. 13) este aceea că în cazul funcționării pe gaz petrolier lichefiat, regimul de presiuni maxime, nu diferă în mod substanțial de un regim de funcționare normală a motorului, respectiv un regim de lucru nedetonant pe benzină.

Se observă, de asemenea, o alură similară și a legii de variație a presiunii maxime cu dozajul, pentru o valoare constantă a avansului la declanșarea scînteii electrice β. Este de remarcat de asemenea că, valorile maxime ale vitezei de creștere a presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta\theta}\right)_{max}$ reprezentate în figura 14 admit un maximum în jurul valorii $\alpha = 0{,}94$ pentru excesul de aer și respectiv la valoarea lui $\beta = 40°$ avans la declanșarea scînteii electrice.

Influența turației (fig. 15) se reflectă atît asupra valorilor presiunii maxime care scade, cît și asupra duratei aparente a arderii $\Delta\theta_p$; aceasta crește relativ încet cu turația, deoarece viteza de ardere crește, ca o consecință a creșterii turbulenții cu turația (durata aparentă a arderii τ_a, în secunde, scade mult).

Unghiul la care se realizează valoarea presiunii maxime, crește cu turația, fapt care indică necesitatea măririi avansului la declanșarea scînteii electrice, pe măsură ce crește turația, după o lege ce poate fi apreciată cu suficientă aproximație, liniară. Acest lucru corespunde ca formă de variație, reglajului actual al avansului, cu ajutorul sistemului centrifugal.

Se poate constata din figura 16, faptul că în comparaţie cu funcţioarea motorului pe benzină, în ipoteza menţinerii duratei arderii la o anumită valoare, reglajul avansului la declanşarea scînteii, cînd valoarea excesului de aer α variază, urmăreşte o lege similară în cazul funcţionării pe gaz petrolier, faţă de funcţionarea pe benzină, cu observaţia că la funcţionarea pe gaze petroliere lichefiate, valoarea avansului este ceva mai mare.

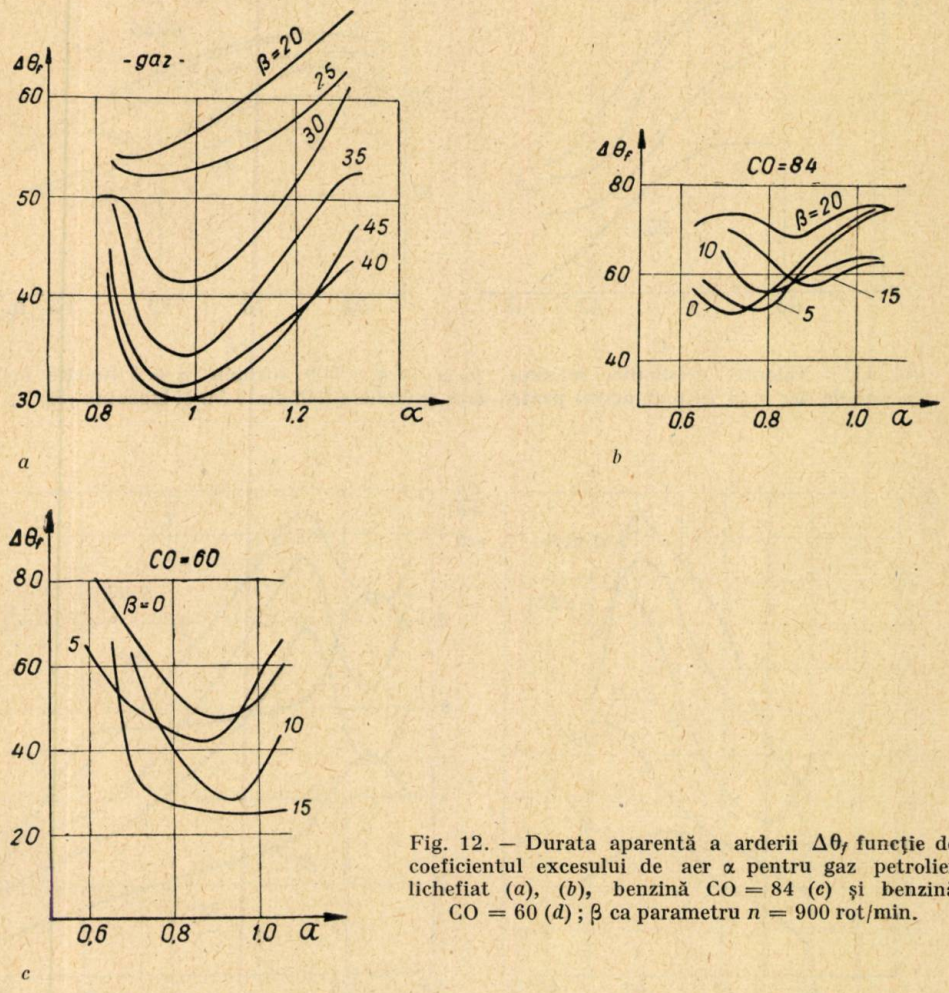


Fig. 12. — Durata aparentă a arderii $\Delta\theta_f$ funcţie de coeficientul excesului de aer α pentru gaz petrolier lichefiat (*a*), (*b*), benzină CO = 84 (*c*) şi benzină CO = 60 (*d*) ; β ca parametru n = 900 rot/min.

Din datele prezentate în figura 17 se remarcă o tendinţă de creştere mult mai accentuată a întîrzierii la aprindere, în special pentru mărimile lui α ce depăşesc valorile dozajului stoechiometric.

Valorile presiunilor maxime realizate în cazul folosirii gazului petrolier lichefiat, corespund valorilor presiunilor maxime pentru combustibil lichid (izooctan) într-un domeniu mai larg al valorilor raportului volumetric de compresiune (fig. 18) ; acest fapt arată că solicitările mecanice ale motorului nu se vor mări, în comparaţie cu funcţionarea lui pe combustibil lichid în condiţii normale.

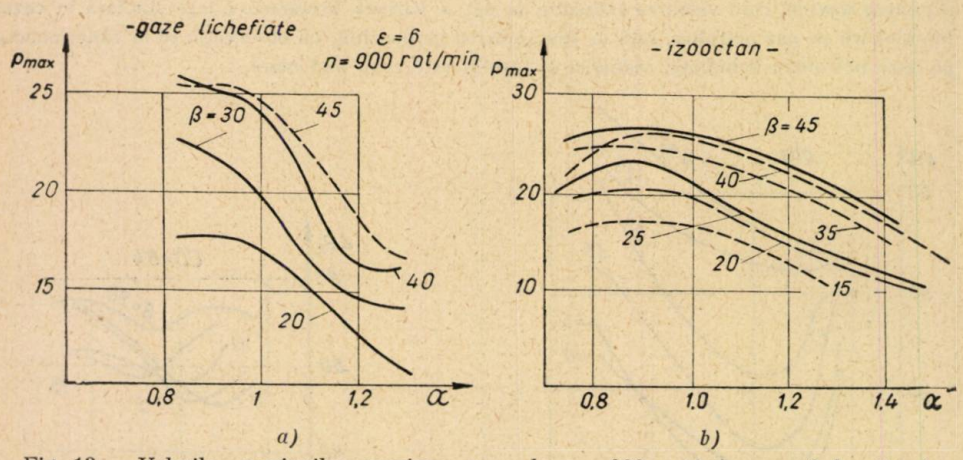


Fig. 13. — Valorile presiunilor maxime p_{max} la $n = 900$ rot/min $\varepsilon = 6$ funcţie de excesul de aer α (β ca parametru) pentru gaze petroliere lichefiate (*a*) şi izooctan (*b*).

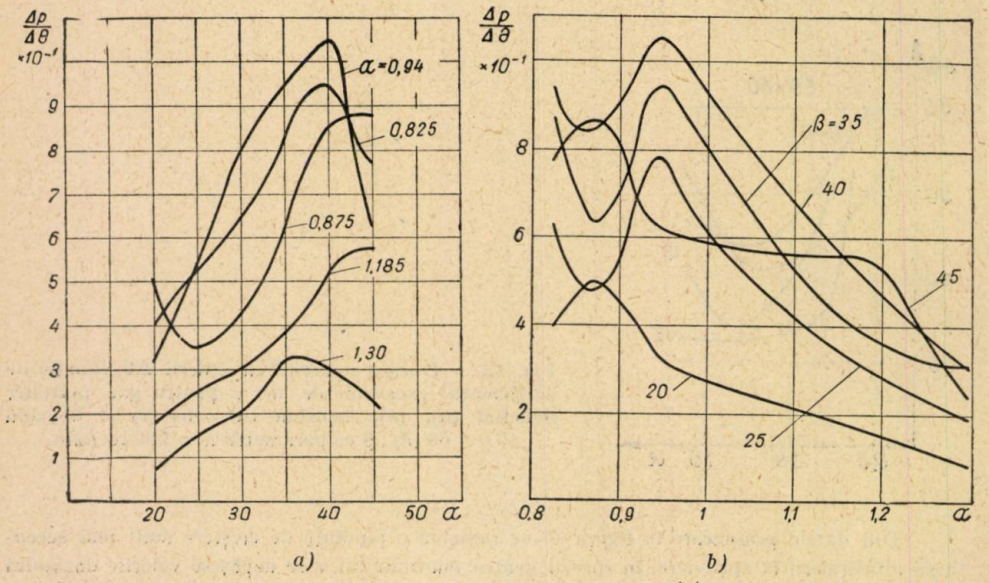


Fig. 14. — Valorile vitezei maxime de creştere a presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \theta}\right)_{max}$ în funcţie de avansul de declanşarea scînteii β (*a*) şi de coeficientul excesului de aer (*b*) gaze petroliere lichefiate; $n = 900$ rot/min; $\varepsilon = 6$.

Durata arderii nu este sensibil diferită între motorul funcţionînd pe gaz petrolier şi cu combustibil lichid, fapt care face ca, dat fiind caracteristicile fizico-chimice ale gazului petrolier, cantitatea de căldură dezvoltată, să fie aceeaşi respectiv, puterile obţinute să fie comparabile.

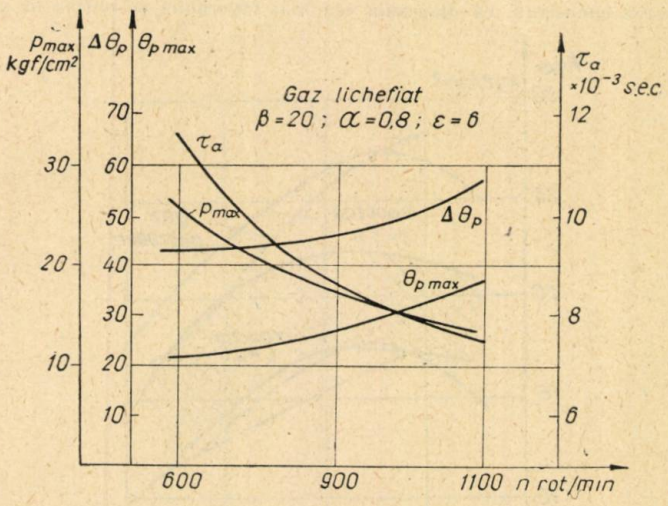


Fig. 15. — Variaţia în funcţie de turaţia n a duratei aparente a arderii $\Delta\theta_p$, τa, a presiunii maxime p_{max} şi a unghiului la care se realizează presiunea maximă, după p.m.i. θ_{pmax}.

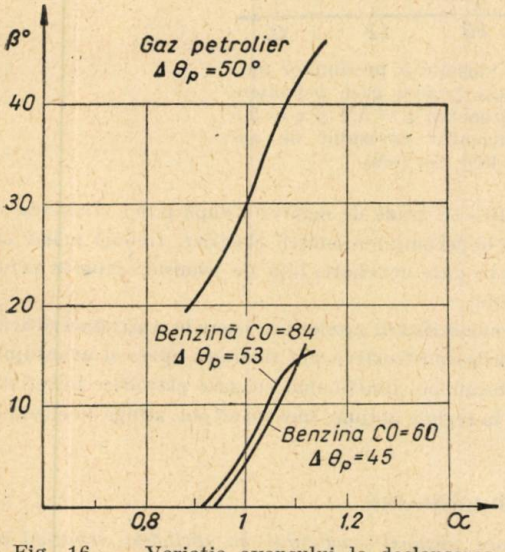


Fig. 16. — Variaţia avansului la declanşarea scînteii electrice β cu valoarea coeficientului excesului de aer α în situaţia menţinerii constante a duratei arderii $\Delta\theta_p$ — pentru gaze petroliere lichefiate (a) şi benzină (b şi c).

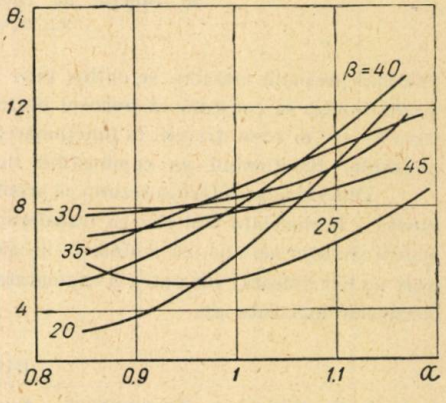


Fig. 17. — Variaţia întîrzierii la aprindere pentru gaze petroliere lichefiate la $\varepsilon = 6$; $n = 900$ rot/min funcţie de coeficientul excesului de aer α ; avansul la declanşarea scînteii electrice β ca parametru.

Variaţia avansului la declanşarea scînteii, păstrează în ansamblu aceeaşi alură pentru ambii combustibili, necesitînd numai pentru cazul folosirii gazului petrolier, valori mai ridicate ale acestuia.

S-a făcut o determinare a avansului optim la declanşarea scînteii electrice, pornindu-se de la constatarea cunoscută, că diagrama cea mai favorabilă se obţine în situaţia în care,

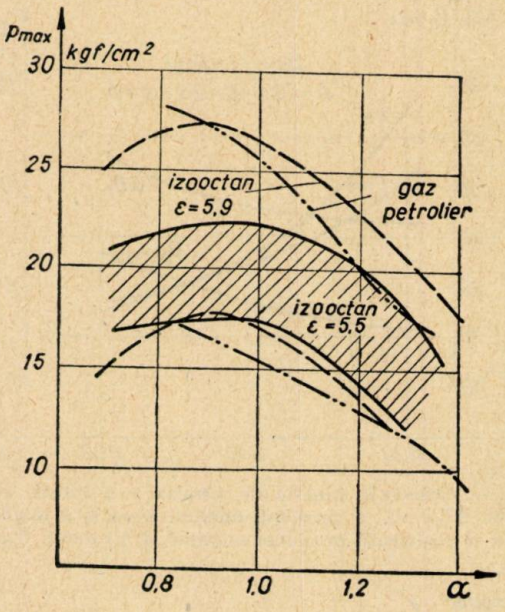


Fig. 18. — Plaja de variaţie a presiunilor maxime din cilindru p_{max} pentru gaze petroliere lichefiate $\varepsilon = 6$ şi izooctan $\varepsilon = 5{,}9$ şi $\varepsilon = 5{,}5$ în funcţie de coeficientul excesului de aer α; $n = 900$ rot/min.

valoarea presiunii maxime, se obţine între 10—15 grade de manivelă după p.m.i. Trasîndu-se aceste limite, se constată că avansul optim la declanşarea scînteii electrice, trebuie mărit cu circa 5—15° în cazul trecerii la funcţionarea pe gaze lichefiate, faţă de avansul optim în cazul motorului funcţionînd pe combustibil lichid.

Din cercetarea făcută rezultă că problema utilizării gazelor petroliere în tracţiunea rutieră merită a fi analizată mai ales că transformările constructive sînt minime; apare şi avantajul, pentru situaţia actuală, că motoarele de autocamion, funcţionînd cu gaze petroliere lichefiate (care au CO ridicată) vor putea fi exploatate la reglaje optime, care nu se pot atinge în situaţia benzinelor existente azi.

BIBLIOGRAFIE

1. A. C. VASILESCU, L. TEODORESCU, *Asupra reglării motorului cu aprindere separată în funcţie de procesul de ardere.* Studii şi cercetări de energetică, *3* (1960).
2. Р. П. Поляйский, Г. И. Самоль, Применение сжиженного метанадля автотранспорта. Гозовая промышленость, *7* (1957).
3. GIOVANNI BATTISTA COLLURA, *Sulla combustione della miseelle di idrocarburi liquefatti in bombole.* La Termotecnica, *6* (1958).

DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ. APLICAREA REZULTATELOR CERCETĂRILOR

Una din principalele preocupări ale colectivelor de cercetare din cadrul Institutului de energetică constă în urmărirea modului în care sînt aplicate în practică rezultatele tehnico-științifice cuprinse în lucrările înaintate la diferiți beneficiari.

Prin această acțiune, institutul caută pe de o parte să sprijine traducerea în viață a soluțiilor elaborate și lărgirea aplicabilității lor, iar pe de altă parte, să cunoască, în măsura posibilului, eficacitatea economică a cercetărilor pe care le-a desfășurat.

Dată fiind importanța deosebită a acestor obiective, conducerea institutului examinează periodic rezultatele obținute în atingerea lor. În cele ce urmează se prezintă pe scurt concluziile care au reieșit dintr-o asemenea analiză efectuată spre sfîrșitul anului 1960 și care a privit toate lucrările trimise, în decursul timpului, la diferiți beneficiari.

Se desprinde în primul rînd faptul că marea majoritate a lucrărilor trimise beneficiarilor au fost folosite cu succes și au dus la realizarea de importante economii. Luînd în considerare numai pe cele pentru care institutul dispune de documente oficiale, precizînd valoric sau fizic economiile realizate pe baza aplicării în practică a recomandărilor sale, se totalizează peste 115 milioane lei. Astfel, de exemplu, Direcția metalurgiei feroase din M.I.G. ne face cunoscut că pe baza soluțiilor energetice pentru îmbunătățirea cuptoarelor de prăjire a minereurilor de fier și mangan, preconizate de institut, prăjirea sideritei cu gaz de furnal, procedeu nefolosit pînă în 1952, a condus pînă în prezent la economii de peste 24 milioane lei.

Introducerea în exploatarea cîmpurilor de gaze naturale a compresoarelor cu jet, a permis din 1955 pînă în 1960 inclusiv, realizarea unor economii de peste 47 milioane lei.

Importante sînt și economiile realizate în diverse ramuri ale economiei naționale prin aplicarea metodicilor de normare și reducerea consumului specific de combustibil. Astfel, de pildă, la fabrica de ciment „Temelia" — Brașov, consumul specific de energie electrică a scăzut din 1955 pînă în sem. I 1959 cu 6,5 kWh/t de ciment. Deosebit de îmbucurător este faptul că metoda s-a extins pe întreaga ramură, obținîndu-se între 1955 și 1958 o micșorare a consumului de energie electrică cu 3,04 kWh/t. Realizări similare s-au evidențiat la cuptoarele electrice de topit oțelul în fabricile de hîrtie și celuloză, în industria carburii de calciu, în exploatările miniere etc., însumîndu-se economii de zeci de milioane de lei (numai cele contabilizate, confirmate oficial institutului, se ridică la peste 10 milioane lei).

Deși din datele deținute pînă în prezent nu este posibilă o apreciere valorică a urmărilor introducerii bateriilor de gazogene pe lignit, realizate de Uzinele de utilaj chimic și petrolier, pe baza studiilor efectuate de institut și în strînsă colaborare cu el rezultatele sînt hotărît

pozitive. Astfel, de pildă, la fabrica de produse refractare din Alejd, prin utilizarea gazului de gazogen, capacitatea de ardere a cuptoarelor și productivitatea generală a întreprinderii au crescut cu respectiv 40% și 11,9% iar prețul de cost și consumul specific de combustibil s-au redus cu 3,8%. De asemenea, a scăzut procentul de rebuturi cu 7%.

Gazogenele pe bază de lignit nu sînt singurele agregate termoenergetice realizate în urma cercetărilor duse de Institutul de energetică. Rod al strînsei colaborări dintre institut și industrie mai sînt : cazanele Vuia de 1 și 3 t/h, grătarul cu împingere răsturnată, moara ventilator, toate omologate și trecute sau în curs de a fi trecute în fabricația de serie.

Desigur, deși importanța unui mare număr de lucrări elaborate de Institutul de energetică nu poate fi oglindită valoric sau prin realizarea efectivă a unei instalații energetice, utilizarea lor de către diferiți beneficiari evidențiază o însemnătate tehnico-economică deosebită. Astfel, de pildă, metodicile privind tratarea rețelelor cu neutrul izolat, analiza sistemelor rețelelor electrice, stabilitatea statică și dinamică a acestora, studiile hidroenergetice pe bazine, dinamica consumului de energie etc. au fost și sînt folosite de insitute de proiectare sau de diferite organe de stat în elaborarea unor importante studii în domeniile respective.

Conștienți de faptul că întocmirea lucrărilor științifice nu reprezintă decît o primă fază a activității lor, cercetătorii Institutului de energetică, vor urmări și în viitor — pe baza unui plan concret de acțiune — modul în care aceste lucrări sînt folosite în practică și vor sprijini activ introducerea lor pe scară cît mai largă.

S. Faur

SESIUNEA ȘTIINȚIFICĂ A INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ AL ACADEMIEI R.P.R. DIN 24—26 FEBRUARIE 1961

În zilele de 24 și 26 februarie a.c. s-a ținut la Casa oamenilor de știință sesiunea anuală științifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. la care au participat membri ai Academiei, cercetători ai institutelor tehnice ale Academiei și depertamentale, oameni de știință ca și numeroși specialiști din întreprinderi și instituții.

Sesiunea a fost prezidată de acad. I. S. Gheorghiu, vicepreședinte al Academiei R.P.R., cuvîntul de deschidere fiind rostit de prof. R. Rădulet, directorul Institutului, care a prezentat principalele realizări ale Institutului de energetică în cursul anului 1960, reliefînd continua orientare spre principalele probleme din domeniul energeticii trasate de directivele Congresului al III-lea P.M.R. Raportul a analizat în mod critic rezultatele obținute ca și obiectivele ce stau în fața cercetătorilor în cursul anului 1961.

În cadrul sesiunii au fost prezentate următoarele comunicări :

1. *Considerații asupra problemelor ridicate de întocmirea bilanțului energetic general*, de M. Elefterescu, Șt. Kovács, Cs. Nagy și A. Dumitrescu. Comunicarea bazată pe studiul critic al realizărilor pe plan mondial în această problemă, scoate în relief principiile care trebuie să stea la baza oricărui bilanț energetic general ca și metoda pentru întocmirea bilanțului energetic general al R.P.R. Comunicarea a fost apreciată de participanți la discuție, considerînd schema de bilanț propusă ca satisfăcătoare.

2. *Determinarea rezervei de putere în sisteme interconectate ideal*, de C. Guțu, M. Petcu și A. Soci. Comunicarea prezintă o metodă originală pentru determinarea rezervei de putere în sistemele energetice. Elementul distinctiv al metodei constă în faptul că rezerva utilizabilă este tratată ca o mărime statistică independentă, punînd în evidență o mărime semnificativă

— valoarea medie a rezervei într-o perioadă dată. Discuțiile care au urmat au reflectat interesul pe care l-a stîrnit metoda nouă de tratare a problemei.

3. *Predeterminarea indicilor integrali de calitate a reglajului tensiunii și frecvenței în cazul fluctuațiilor lente*, de E c a t. A r i e. Comunicarea a prezentat o metodă de predeterminare a efectului diferitelor modificări ale structurii unui sistem energetic asupra indicilor integrali de calitate, utilizînd caracteristicile nodale de putere (denumire propusă de autoare, într-o lucrare anterioară) și indicii integrali de calitate determinați experimental înainte de modificarea structurii sistemului.

4. *Influența reglajului de tensiune și viteză asupra stabilității dinamice a sistemelor electroenergetice*, de F. M a n e a. După analiza metodelor de calcul numeric a regimurilor dinamice ale grupurilor sincrone și a prezentării schemelor structurale ale diverselor tipuri de regulatoare pe baza cărora se stabilesc relații de recurență, autorul propune o metodă de calcul și pentru exemplificare, a analizat influența forțării excitației și admisiei asupra stabilității dinamice la scurtcircuit urmat de deconectare și reanclanșare.

5. *Introducerea efectelor reglajului automat în calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice. Rezultate obținute cu calculatorul electronic CIFA-2*, de S. I o n e s c u și M. P o m î r l e a n u. Autorii au făcut prin această comunicare unele precizări asupra metodei de calcul prezentate într-o lucrare anterioară și au expus rezultatele obținute cu calculatorul CIFA-2 la studiul regimului dinamic rezultat după deconectarea bruscă a unei sarcini, în cazul unui sistem cu consumator unic și două generatoare echipate cu regulatori de tensiune și viteză.

6. *Cercetări experimentale privind determinarea caracteristicilor electrice ale lanțurilor de izolatoare I.C.4*, de G. D r ă g a n, B. P o p a și I. A d ă m u ț.

Autorii au expus concluziile deduse din încercările experimentale efectuate pentru stabilirea tensiunilor de conturnare a lanțurilor de izolatoare I.C. 4, în legătură cu studiul nivelului de izolație și al comportării la supratensiuni atmosferice a liniilor electrice aeriene. Una din concluziile lucrării se referă la posibilitatea renunțării, la armăturile de protecție pentru linii cu tensiuni nominale pînă la 154 kV.

7. *Cercetarea posibilităților de ridicare a tensiunii nominale a liniilor de 110 kV*, de A. A v r a m e s c u, G. D r ă g a n și B. P o p a. Autorii au prezentat concluziile deduse din analiza posibilităților tehnice a trecerii liniilor de 110 kV la o tensiune nominală superioară, luînd în considerare nivelul de izolație față de supratensiunile interne și atmosferice, rezistența mecanică a stîlpului și pierderile Corona.

8. *Cu privire la impedanța de pendulare a mașinii sincrone*, de C. V. B ă l ă. Pornind de la examinarea critică a propunerii diferiților autori de a se introduce o impedanță de pendulare a mașinii sincrone, autorul a demonstrat inconsecvența acestei propuneri, subliniind totodată importanța impedanțelor operaționale ale mașinii sincrone; demonstrațiile teoretice au fost verificate experimental.

9. *Histereza electromecanică un nou proces de transformare a energiei electrice în lucru mecanic; aplicație la realizarea unui nou tip de motor electric*, de M. M a r i n e s c u. Autorul a arătat posibilitatea transformării energiei electrice în lucru mecanic, în motoarele cu inductanță variabilă, folosind defazajul fluxului în raport cu curentul. Pentru acest proces, care necesită prezența unui curent continuu suprapus peste cel alternativ, autorul a propus denumirea de *histereză electromecanică*. În comunicare a fost prezentată de asemenea o metodă grafică de determinare a condițiilor de funcționare a unui electromagnet ca motor cu histereză electromecanică.

10. *Eficiența tehnico-economică a valorificării lignitilor din Oltenia*, de M. R o s e m b e r g, M. W e i s s, S. M a n e a și Th. G h e r a s i m a t o s. Comunicarea prezintă căile

de valorificare tehnică aplicabile ligniților și limitele tehnice și economice ale folosirii lor. Se analizează eficiența tehnico-economică a principalelor căi de valorificare a ligniților din Oltenia și variația indicilor tehnici și economici principali în funcție de caracteristicile lignitului brut inițial, de calea de prelucrare și tehnologia aleasă. Comunicarea care a tratat una din problemele cele mai arzătoare ale economiei energetice din țara noastră a stîrnit un viu interes printre participanții la sesiune.

11. *Studiul vîscozității zgurilor de cărbune*, de G. Singer; lucrarea prezintă caracteristicile de fluiditate ale cîtorva zguri de cărbuni inferiori și încadrarea lor în diversele tipuri reologice de zguri, ca și analiza critică a relațiilor de determinare existente în literatura de specialitate. Prin reliefarea particularităților specifice zgurilor ligniților din R.P.R. lucrarea semnalizează problemele ce pot apare la realizarea evacuării lichide a zgurii din cazane.

12. *Contribuții la studiul arderii ligniților din R.P.R., în strat fluidizat*, de N. Pănoiu și C. Cazacu, prezintă rezultatele obținute în domeniul influenței asupra procesului de ardere a ligniților din R.P.R. în strat fluidizat a sortului granulometric al combustibilului, a profilării focarului, a umidității și cenușii combustibilului. În încheierea lucrări se prezintă recomandări în legătură cu profilarea focarelor de ardere în strat fluidizat și cu limitele caracteristicilor combustibililor folosibili în aceste instalații. La discuții s-a subliniat importanța acestei probleme și necesitatea continuării cercetărilor.

13. *Considerații privind gazificarea sub presiune a cărbunilor cu referire la lignitii din R.P.R.*, de I. Blum, M. Mihail, B. Bercovici, Fr. Bolchi și A. Bădărău. Autorii examinează critic posibilitatea de obținere a unui gaz de înaltă putere calorifică (cca. 4 000 kcal/kg) referindu-se în special la lignitii din R.P.R. cu umiditate și cenușă ridicată.

14. *Desulfurarea cărbunilor la temperaturi joase cu agent desulfurant gazos; încercări de desulfurare a unor cărbuni din Valea Jiului în strat fix, prin metoda oxidării*, de I. Blum și V. Cîndea. Autorii prezintă rezultatele desulfurării la temperaturi joase a cărbunilor neaglutinanți cu amestec abur-aer. S-au stabilit o serie de condiții fundamentale în care desulfurarea este destul de avansată (40—45%) iar arderea masei cărbunoase 4—7%. Ambele comunicări privind aspectele tehnologice ale ligniților au suscitat un deosebit interes în cadrul asistenței prin importanța problemelor pentru economia noastră națională.

15. *Asupra cercetărilor experimentale privind aplicarea răcirii prin evaporare la cuptoare*, de V. Ghia și L. Costea. Prin completarea metodicii de calcul a ramelor cuptoarelor răcite prin evaporare, se asigură proiectarea și funcționarea în bune condiții a ramelor cu circuite montate în paralel. În același timp, se prezintă o serie de indicații asupra comportării în funcționare a instalației de răcire prin evaporări, utile în exploatarea acestor instalații. Comunicarea a prezentat un deosebit interes printre specialiști.

16. *Determinarea temperaturii optime a agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear energetic, în schema cu dublu circuit*, de D. Grecov, C. Haiduc și A. Soci. După analiza factorilor care influențează alegerea temperaturii agentului de răcire la intrarea în reactor, lucrarea indică metodica de calcul a valorii optime a temperaturii agentului și recomandă — în scopul simplificării calculelor — o ecuație de optim ușor de utilizat în calculele de anteproiectare.

Pentru exemplificare, pentru cazul cînd se utilizează diferiți agenți de răcire (CO_2, H_2, H_2O polifenili) sînt trasate curbele de variație a randamentului net al centralei atomoelectrice în funcție de temperatura agentului la intrare în reactorul nuclear.

17. *Asupra uscării gazelor naturale în vederea transportului*, de V. Pimsner și I. Cserveny. După prezentarea necesității și importanței uscării gazelor naturale în vederea transportului pe conductele magistrale, se prezintă rezultatele cercetărilor efectuate pe o insta-

lație pilot. Datele obținute permit calculul dimensiunilor principale ale instalației, ca și a cantității de căldură necesară regenerării și a alegerii regimului de temperaturi. S-a demonstrat posibilitatea uscării gazului metan cu ajutorul silicagelului fabricat în țară. Datele obținute au stat la baza realizării primei stații semiindustriale de uscare a gazului metan.

18. *Eficiența ecranelor suspendate la cazane mari cu ardere intensificată a combustibilului gazos*, de N. Antonescu. Lucrarea analizează influența ecranelor suspendate asupra soluțiilor constructive moderne de cazane și stabilește metoda determinării mărimii optime a suprafeței ecranelor suspendate, ținînd seama de slăbirea fluxului termic datorită micșorării grosimii stratului radiant, și de eficiența mărită a acestor ecrane. Importanța analizei făcute a fost subliniată de majoritatea participanților la discuție.

19. *Asupra schimbării combustibilului gazos la cuptoarele metalurgice*, de V. V. Ghia și D. Grecov. Comunicarea aduce contribuții de natură teoretică și practică, propunînd o metodă de determinare a raportului dintre noul și vechiul combustibil care leagă calculele termodinamice de condițiile reale de schimb de căldură din cuptor. Importanța practică rezidă în faptul că prin analiza principalelor schimbări care sînt aduse de introducerea noului combustibil, se deduc relații de calcul.

Discuțiile purtate au reliefat justețea concluziilor trase de autori.

20. *Influența naturii fluidului de lucru asupra caracteristicilor turbinei cu gaze*, de V. Pimsner. Lucrarea prezintă influența diverșilor parametri asupra caracteristicilor universali ale turbinei, constatîndu-se modificări apreciabile ale puterii randamentului și ale gradului de destindere în limitele curente de variație a naturii fluidului de lucru.

21. *Unele aspecte ale influenței naturii fizico-chimice a combustibilului asupra arderii în turbomotoare*, de V. Pimsner, A. C. Vasilescu și I. Spahiu. Cercetările întreprinse în cadrul Institutului subliniază corelația dintre grupele de hidrocarburi, perfecțiunea arderii și limita de rupere a flacării. S-a scos în evidență influența defavorabilă a hidrocarburilor aromatice la regimurile studiate și necesitatea micșorării lor față de limita maximă admisă de prevederile oficiale.

22. *Utilizarea gazelor petroliere lichefiate în motorul cu aprindere prin comprimare*, de C. A. Vasilescu și M. Năstase.

Se studiază problema utilizării combustibililor gazoși în motoarele cu aprindere prin comprimare după procedeul diesel-gaz pentru combustibilul gaz-petrolier lichefiat. Cercetîndu-se parametrii procesului de ardere: presiunea maximă, perioada de întîrziere la autoaprindere, durata arderii aparente și viteza de creștere a presiunii în perioada arderii violente; cercetarea experimentală arată că motoarele cu cameră separată de turbulență studiate pot funcționa pînă la 50% combustibil gazos fără un mers prea dur. Asupra perioadei de întîrziere procente de peste 25% combustibil gazos aspirat în motor acționează ca un inhibitor.

23. *Studiul parametrilor arderii la utilizarea gazelor petroliere lichefiate în motoarele cu aprindere prin scînteie* de L. Teodorescu. Studiul efectuat determină caracteristicile procesului de ardere, în condițiile utilizării gazului petrolier drept combustibil în motoarele cu aprindere comandată. Lucrarea realizată pe un motor monocilindric experimental prezintă comparativ rezultatele obținute pentru principalii parametri ai procesului de ardere în condițiile folosirii combustibilului gazos (amestec butan-propan) și a unui combustibil lichid (izooctan). Se constată că atît valoarea presiunii maxime cît și valoarea vitezei de creștere a presiunii sînt comparabile la cele două tipuri de combustibil.

24. *Studiul unor aspecte ale întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu cameră de turbulență*, de M. Năstase. Comunicarea, urmărind influența turației asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, în condițiile motoarelor cu cameră separată de turbulență relevă

importanța turbulenței din camera de turbulență asupra proceselor fizice care au loc în perioada de întîrziere la autoaprindere.

Se cercetează în continuare influența gazelor de ardere, prevăzute în camera de ardere, asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, influență studiată prin mărirea contra-presiunii gazelor din conducta de evacuare și prin introducerea de gaze arse din țevăria de evacuare în țevăria de admisie a motorului, stabilindu-se efectul inhibitor al acestora.

25. *Calculul influenței combinate a variației raportului de compresiune și a avansului la declanșarea scînteii electrice asupra economicității motoarelor cu aplicații la motorul SR-101* de A. C. Vasilescu, C. Vasiliu și I. Ștefan. În lucrare pe baza unei metode de calcul pe intervale finite a ciclului cvasireal, folosind diagrame termodinamice, se demonstrează posibilitatea economicității motorului SR-101 variind simultan raportul de compresiune și avansul la declanșarea scînteii electrice.

Analizîndu-se efectul variației raportului de compresiune și a variației avansului la declanșarea scînteii electrice de la un cilindru la alt cilindru se constată că reducerea randamentului motorului, în cadrul toleranțelor de fabricație este de maximum 2%. Efectul combinat al celor două influențe este însă de 5%, ceea ce reprezintă 15—20 g/CP.h motiv pentru care este necesar respectarea strictă a toleranțelor între care pot varia : raportul de compresiune și avansul la declanșarea scînteii electrice.

26. *Contribuții la studiul cu ajutorul izotopilor radioactivi a modului de comportare la uzură a grupului piston-cilindru a unui motor monocilindric experimental la diferite regimuri energetice*, de S. Faur, Al. Popescu și I. Carabogdan.

Studiul inițiat pentru obținerea unei metode operative și sigure care să evidențieze uzura motoarelor cu ardere internă în condițiile funcționării în diferite regimuri energetice, arată că erorile maxime care se pot face, pot fi de 16%.

Cercetările au scos în relief valoarea uzurii cauzată de modificarea raportului de compresiune și a avansului la declanșarea scînteii electrice, precum și modul lor de compensare reciprocă.

Sesiunea de comunicări științifice a Institutului de energetică a marcat o și mai strînsă legătură a cercetărilor institutului de necesitățile economiei naționale și a subliniat importanța rezultatelor obținute în anul 1960 de institut, pentru rezolvarea unor probleme energetice complexe.

Prin discuțiile purtate în jurul referatelor atît de beneficiarii direcți cît și de persoanele invitate din exterior, s-au lămurit toate aspectele legate de problemele cercetate.

V. Pimsner

SESIUNEA CERCULUI A.Ș.I.T. AL INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ AL ACADEMIEI R.P.R. ÎN CINSTEA ANIVERSĂRII A 40 DE ANI DE LA ÎNFIINȚAREA PARTIDULUI COMUNIST ROMÎN

Una din acțiunile prin care colectivul Institutului de energetică și-a manifestat, alături de oamenii muncii din întreaga țară, bucuria și atașamentul față de partid, cu prilejul aniversării a 40 de ani de la înființarea Partidului Comunist Romîn, a fost organizarea unei sesiuni tehnico-științifice festive de către cercul A.S.I.T. al Institutului de energetică.

Referatele și comunicările prezentate la această sesiune au scos în evidență modul în care cercetările efectuate în Institutul de energetică sprijină acțiunea de introducere a tehnicii

noi în energetică, pentru realizarea unor produse de calitate superioară și pentru realizarea unor indici tehnico-economici superiori.

S-a accentuat în mod deosebit importanța colaborării dintre colectivul de cercetare și tehnicienii din întreprinderile în care se vor aplica rezultatele cercetării.

Pentru prima oară, referatele și comunicările au fost însoțite de coreferate din partea instituțiilor sau uzinelor beneficiare, care au subliniat importanța tehnico-economică a problemelor cercetate.

Menționăm lucrările avînd drept scop sprijinirea introducerii tehnicii noi în realizarea și exploatarea unor utilaje energetice :

— *Cazanul de 10 t/h echipat cu grătar cu împingere răsturnată* (prezentat în colaborare de N. Pănoiu, I. Carabogdan, G. Singer de la I.E. și M. Schwartz de la M.T.D.).

— *Cercetarea comportării uleiurilor de ungere în motoarele cu ardere internă, cu ajutorul izotopilor radioactivi* prezentat de Al. Popescu, S. Faur, I. Carabogdan, și E. Damian și însoțit de un coreferat al prof. V. Cerchez de la Petrochim).

— *Un nou tip de mașină electrică cu mișcare alternativă* — de prof. M. Marinescu, cu un coreferat de V. Bunea de la Uzinele „Clement Gottwald".

În legătură cu valorificarea rațională a resurselor energetice ale R.P.R., au fost prezentate lucrările :

— *Metodica întocmirii bilanțului energetic* de Ion Iordache.

— *Instalația de uscare a gazelor* de V. Pimsner, I. Cserveny (însoțită de un coreferat primit de la D.G.G.M. din M.I.P.).

— *Căi noi în problema desulfurării cărbunilor și a cocsului metalurgic* de C. Nistor.

Ca un mijloc de ridicare a calității muncii de proiectare și cercetare, a fost prezentată *utilizarea calculatoarelor analogice* — de către N. Tătaru.

Discuțiile purtate pe marginea lucrărilor prezentate au menționat importanța aplicativă a cercetărilor efectuate și au conținut o serie de sugestii prețioase în legătură cu activitatea viitoare. În acest fel, colectivul Institutului de energetică și-a întărit și mai mult hotărîrea de a nu-și precupeți eforturile pentru îndeplinirea sarcinilor sale pentru legarea cît mai strînsă a cercetărilor de practica construcției socialiste.

E. Arive

Pentru a vă asigura o colecție completă și primirea la timp a revistei, reînnoiți abonamentul dv. pentru anul 1962.

ABONAMENTELE SE FAC LA OFICIILE POȘTALE, AGENȚIILE POȘTALE, FACTORII POȘTALI ȘI DIFUZORII VOLUNTARI DIN ÎNTREPRINDERI ȘI INSTITUȚII.

În

EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

a apărut:

AUTOMATICA ŞI TELEMECANICA SISTEMELOR ENERGETICE

DE

C. PENESCU

volumul I

partea întîi

Consideraţii generale asupra aplicării automaticii şi telemecanicii în sistemele energetice

Cap. I Necesitatea instalaţiilor automatice şi telemecanice în sistemele energetice
Cap. II Simbolurile şi schemele folosite în automatică şi telemecanică
Cap. III Aparatajul folosit în automatică şi telemecanică

partea a doua

Teoria generală a sistemelor automate

Cap. IV Introducere în teoria sistemelor automate
Cap. V Analiza tranzitorie a sistemelor automate liniare în circuit închis cu comandă continuă
Cap. VI Evaluarea performanţelor sistemelor automate liniare în circuit închis

partea a treia

Automatizări în circuit închis. Reglarea automată în sistemele energetice

Cap. VII Principiile analizei regimurilor tranzitorii şi staţionare în sistemele de reglare
Cap. VIII Reglarea automată a tensiunii şi puterii reactive
Cap. IX Reglarea automată a frecvenţei şi puterii active

volumul II

partea a patra

Automatizări în circuit deschis. Comanda automată în instalaţiile energetice

Cap. X Consideraţii generale asupra aplicării comenzilor automate în sistemele energetice
Cap. XI Pornirea automată a motoarelor electrice şi a compensatoarelor sincrone
Cap. XII Sincronizarea automată a generatoarelor sincrone
Cap. XIII Anclanşarea automată a alimentării de rezervă (AAR)
Cap. XIV Reanclanşarea automată rapidă pe liniile de energie (RAR)

volumul III

partea a cincea

Telemecanica în sistemele energetice

Cap. XV Consideraţii generale asupra instalaţiilor telemecanice folosite în sistemele energetice
Cap. XVI Instalaţiile de telecomandă şi telesemnalizare
Cap. XVII Instalaţiile de telemăsură
Cap. XVIII Liniile de transmisie
Cap. XIX Alegerea instalaţiilor telemecanice în sistemele energetice

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

au apărut:

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei; nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1—2 dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, 4 n-re (a 7 lei);
anul XI, 1961, primele 2 n-re (a 7 lei).

Numerele curente se găsesc de vînzare la

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.

Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27, sau la orice librărie ştiinţifică din ţară.

Se pot comanda şi prin poştă la secţia „Cartea prin poştă" de pe lîngă Librăria Academiei R.P.R. sau la Librăria

„CARTEA PRIN POSTĂ"

Bucureşti, str. Biserica Enei nr. 16, raionul Stalin.

Abonamentele se fac la oficiile poştale, prin factorii poştali şi difuzorii voluntari din întreprinderi şi instituţii.

Pentru străinătate, cererile de numere izolate sau de abonamente se fac prin întreprinderea de stat pentru comerţ exterior „Cartimex" I.S.C.E., str. Aristide Briand nr. 14, sau Căsuţa poştală 134—135, Bucureşti.

I.P. 2 — c. 3115

Lei 7.—

F 923 REFERALVA KAT

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

R

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

4

ANUL XI
1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

4

ANUL XI

1961

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

COMITETUL DE REDACȚIE

Acad. I. S. GHEORGHIU; R. RĂDULEȚ, membru corespondent al Academiei R.P.R. — *redactor responsabil*; A. AVRAMESCU, membru corespondent al Academiei R.P.R.; M. BERCOVICI, membru corespondent al Academiei R.P.R.; C. APETREI — *redactor responsabil adjunct*; G. BĂRĂNESCU; I. BLUM; E. ARIE — *secretar științific*; C. BÎLĂ; V. PIMSNER; M. ROSENBERG.

STUDII ȘI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

APARE DE 4 ORI PE AN

Redacția: BUCUREȘTI, Șos. Vitan nr. 236

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul XI, nr. 4 1961

SUMAR

ENERGETICĂ GENERALĂ Pag.

CONSTANTIN GUŢU, MIHAI PETCU şi ANTOANETA SOCI, Determinarea daunelor provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică . . . 613

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

D. GRECOV şi C. HAIDUC, Calculul temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare în schemele cu dublu circuit ale centralelor atomoelectrice . . 627

VICTOR V. GHIA şi DAMIAN G. GRECOV, Schimbarea combustibilului gazos la cuptoarele metalurgice 639

I. SPAHIU şi I. CSERVENY, Studiul unor parametri funcţionali ai turbionatorului frigorific 653

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

I. BLUM, I. NISTOR şi C. IONESCU, Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. IV. Variaţia rezistenţei mecanice a cocsului brichete în funcţie de tipul şi procentul de liant . . 675

I. BLUM şi I. NISTOR, Relaţii între procesul de cocsificare şi structura fizico-chimică a huilelor (I) 687

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

ION S. ANTONIU şi FLORIN STĂNCIULESCU, Corelaţia între fenomenele deformante şi neliniaritatea circuitelor electrice 701

Pag.

C. APETREI, Precizări asupra încălzirii și răcirii turbogeneratoarelor de mare putere 717

M. MARINESCU, „Histereza electromecanică" — un nou proces de transformare a energiei electrice în lucru mecanic și aplicația la realizarea de noi tipuri de mașini electrice 731

B. POPA și I. ADĂMUȚ, Analiza comportării liniilor de înaltă tensiune la supratensiuni atmosferice 747

NOTE 763

RECENZII 771

INDEX ALFABETIC 775

EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII POPULARE ROMÎNE

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том XI, № 4 1961

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

стр.

КОНСТАНТНИ ГУЦУ, МИХАЙ ПЕТКУ и АНТОНИНА СОЧ, Определение ущербов, вызываемых перерывом в снабжении электроэнергией 613

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

Д. ГРЕКОВ и К. ХАЙДУК, Расчет температуры подогрева питательной воды в схемах с двойной циркуляцией атомно-электрических станций 627

ВИКТОР В. ГИЯ и ДАМИАН К. ГРЕКОВ, Замена газообразного топлива в металлургических печах 639

И. СПАХИУ и И. ЧЕРВЕНИ, Исследование некоторых функциональных параметров охлаждающего завихрителя 653

ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА

И. БЛУМ, И. НИСТОР и К. ИОНЕСКУ, Коксовые брикеты из неспекающегося или слабоспекающегося угля, полученные путем термохимической обработки. IV. Изменение механического сопротивления коксовых брикетов в зависимости от типа и процесса вяжущего вещества 675

И. БЛУМ и И. НИСТОР, Зависимость между процессом коксования и физико-химическим строением каменных углей (I) 687

ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ИОН С. АНТОНИУ и ФЛОРИН СТЭНЧУЛЕСКУ, Соотношение между деформирующими явлениями и нелинейностью электрических контуров 701

Стр.

К. АПЕТРЕЙ, О нагреве и охлаждении мощных турбогенераторов . 717

М. МАРИНЕСКУ, „Электромеханический гистерезис" — новый принцип преобразования электрической энергии в механическую работу и его применение при осуществлении новых электрических машин 731

Б. ПОПА и И. АДЕМУЦ, Анализ поведения линий высокого напряжения при атмосферном перенапряжении 747

ЗАМЕТКИ 763

РЕЦЕНЗИИ 771

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ 775

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome XI, n° 4 1961

SOMMAIRE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE Page

CONSTANTIN GUŢU, MIHAI PETCU et ANTOANETA SOCI, Détermination des dommages causés par les interruptions dans l'alimentation en énergie électrique 613

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

D. GRECOV et C. HAIDUC, Calcul de la température de réchauffage de l'eau d'alimentation dans les schémas à double circuit des réacteurs nucléaires de puissance 627

VICTOR V. GHIA et DAMIAN G. GRECOV, Substitution des combustibles gazeux aux combustibles liquides dans les fours métallurgiques 639

I. SPAHIU et I. CSERVENY, Etude de quelques paramètres fonctionnels du tourbillonneur frigorifique 653

TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES

I. BLUM, I. NISTOR et C. IONESCU, Briquettes de coke de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, obtenues par traitement thermochimique. IV. Variation de la résistance mécanique des briquettes de coke en fonction du type et du pourcentage de liant 675

I. BLUM et I. NISTOR, Relations entre le processus de cokéfaction et la structure physico-chimique des houilles (I) 687

ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE

ION S. ANTONIU et FLORIN STĂNCIULESCU, Corrélation entre les phénomènes déformants et la non-linéarité des circuits électriques 701

Page

C. APETREI, Observations sur le réchauffement et le refroidissement des turbo-alternateurs de grande puissance 717

M. MARINESCU, « L'hystérésis électromécanique » — un nouveau principe de transformation de l'énergie électrique en travail et son application à la réalisation de nouvelles machines électriques 735

B. POPA et I. ADĂMUȚ, Analyse du comportement aux surtensions atmosphériques des lignes à haute tension 747

NOTES 763

COMPTES RENDUS 771

INDEX ALPHABÉTIQUE 775

ÉDITIONS DE L'ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE

DETERMINAREA DAUNELOR PROVOCATE DE ÎNTRERUPEREA ALIMENTĂRII CU ENERGIE ELECTRICĂ

DE

CONSTANTIN GUŢU, MIHAI PETCU şi ANTOANETA SOCI

GENERALITĂŢI

După cum se ştie, întreruperile în alimentarea normală cu energie electrică provoacă, de cele mai multe ori, perturbaţii grave în desfăşurarea proceselor de producţie şi în viaţa de toate zilele. Din acest motiv, continuitatea în alimentare este prima şi cea mai importantă sarcină a personalului de exploatare din sistemele energetice, precum şi a energeticienilor din marile întreprinderi consumatoare de energie electrică. Dar pentru a realiza o alimentare fără întreruperi nu este suficientă doar buna organizare a exploatării întrucît, după cum se ştie, siguranţa de funcţionare a unui ansamblu de instalaţii de alimentare cu energie electrică depinde de mulţi factori structurali care ţin de domeniul investiţiilor şi al concepţiei de proiectare : rezerva de putere în centralele electrice, rezerva existentă în reţeaua de transport şi distribuţie, schema de conexiune a instalaţiei, gradul de automatizare a acesteia, calitatea echipamentului energetic etc. Din aceste motive, pentru realizarea unei siguranţe foarte înalte sînt necesare cheltuieli de investiţii şi curente destul de mari.

Totuşi, ori cîte eforturi s-ar depune şi ori cîte măsuri tehnice s-ar lua, nu se poate realiza, cel puţin teoretic, o alimentare absolut sigură, întrucît nu se pot elimina cu desăvîrşire toţi factorii întîmplători de care depinde funcţionarea sistemelor electrice. Mai mult, încă şi mai important din punct de vedere practic este faptul că siguranţa de alimentare cu energie electrică nu are numai limite tehnice, dar şi limite economice. Într-adevăr, dacă cheltuielile necesare pentru creşterea siguranţei sînt mai mari decît economiile obţinute prin micşorarea frecvenţei şi a duratei întreruperilor, atunci creşterea siguranţei devine dezavantajoasă din punct

de vedere economic. Din acest motiv, noțiunea de siguranță trebuie să fie privită nu numai din punct de vedere tehnic, dar și — mai ales — din punct de vedere economic.

Determinarea celui mai avantajos nivel de siguranță, trebuie să se facă prin confruntarea celor doi termeni cu tendințe contrare : pe de o parte cheltuielile (de investiții și curente) legate de structura instalațiilor de alimentare cu energie electrică, care cresc o dată cu creșterea nivelului de siguranță ; iar pe de altă parte, daunele provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică, care scad la creșterea nivelului de siguranță.

Primul termen al comparației — cheltuielile de investiții și curente — se calculează relativ ușor. Calculele sînt ușurate de existența a numeroase studii privind aspectele tehnice ale siguranței de funcționare a sistemelor electroenergetice : stabilitatea statică și dinamică, reanclanșarea automată rapidă, utilizarea regulatoarelor automate speciale de tensiune, protecția împotriva supratensiunilor atmosferice etc. Progrese destul de mari au fost făcute în ultimul timp și în direcția exprimării cantitative a siguranței, mai ales datorită studiilor privind determinarea pe baze probabilistice a rezervei de putere.

În contrast cu cele de mai sus, există foarte puține elemente care să permită o apreciere precisă a celui de-al doilea termen — daunele provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică — hotărîtor în efectuarea unei comparații obiective. Ne este cunoscută pînă în prezent o singură lucrare [1] închinată acestei probleme. Deosebirile dintre metoda de calcul utilizată în [1] și metoda propusă în lucrarea de față vor putea fi apreciate mai bine după cîteva aplicații practice.

Determinarea riguroasă a daunelor pe care le provoacă întreruperile în alimentarea cu energie electrică la o anumită întreprindere sau la un complex de întreprinderi cu profile diferite nu este o problemă ușoară. Eforturile necesare în acest scop se justifică prin economiile ce se pot obține pe baza determinării corecte a eficacității economice a investițiilor necesare pentru realizarea cerințelor de continuitate în alimentarea cu energie electrică.

FORMULAREA PROBLEMEI

Daunele provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică diferă foarte mult de la un consumator la altul ; pe de altă parte, ele sînt prin natura lor de diferite categorii. Astfel, în unele cazuri, întreruperea alimentării cu energie electrică, poate conduce la pierderi de vieți omenești (iluminat în săli de operații sau pe artere de circulație intensă, ventilația în mine sau în unele secții din industria chimică etc.) ; în alte cazuri, întreruperea creează perturbări în viața cetățenilor (transportul electrificat, iluminatul în școli, alimentarea cinematografelor și a blocurilor de locuințe cu lifturi și hidrofoare). În unele cazuri speciale : întruniri, mitinguri, ședințe importante, întreruperea alimentării cu energie

electrică poate avea urmări deosebit de grave. În prezenta lucrare, nu ne ocupăm de modul cum trebuie să se introducă în calcule corecțiile care să țină seama de aceste daune sociale, cu atît mai mult cu cît, de obicei, la proiectarea instalațiilor se iau măsuri pentru a reduce la minimum riscul unor asemenea accidente. Ne vom limita la studiul *daunelor economice* din întreprinderile industriale, adică al acelor daune care se pot exprima cantitativ și măsura valoric.

La întreruperea alimentării cu energie electrică a unei întreprinderi industriale, în afară de unele daune sociale (pericol de accidente pentru personal) se produc distrugeri și dereglări de utilaje, rebutări ale produselor în curs de prelucrare, dezorganizarea procesului general de producție etc. Oprirea procesului de producție conduce la o micșorare a producției, deci la o micșorare a volumului venitului național corespunzătoare.

Pe de altă parte, micșorarea producției unei anumite întreprinderi poate să atragă după sine strangularea producției în alte întreprinderi cu care ea cooperează, lipsa produselor respective poate să antreneze o încetinire a ritmului de creștere a productivității muncii în alte ramuri, producînd astfel *daune economice conexe.*

Într-o primă aproximație, nu ținem seama de daunele economice conexe deoarece calcularea lor ridică probleme teoretice dificile în legătură cu gradul de conexiune între întreprinderi și ramuri industriale, probleme care ies din cadrul preocupărilor prezentului studiu și care nu și-au găsit pînă acum o rezolvare satisfăcătoare.

Restrîngînd deci domeniul analizei noastre la daunele economice, aferente întreprinderii care a suferit întreruperea respectivă în alimentarea cu energie electrică, deosebim următoarele două categorii distincte:

— *daune economice directe*, constînd din cheltuieli făcute de întreprindere cu ocazia întreruperii și care nu se materializează în produse ale întreprinderii;

— *daune economice indirecte*, constînd din partea de venit național necreată în întreprindere din cauza întreruperii.

Înainte de a intra în analiza structurii daunelor directe și indirecte, este necesar să se precizeze modul cum se petrec lucrurile în realitate.

Fie de exemplu o întreprindere industrială în care procesul de producție este continuu sau ritmic, astfel încît în mod obișnuit producția unei zile este egală cu a alteia *). Toate celelalte condiții rămînînd egale, să comparăm producția unei zile normale, în care alimentarea cu energie electrică a fost neîntreruptă, cu producția unei zile în care s-a produs o întrerupere cu durata θ. Procesul de producție suferă o întrerupere mai mare și se reia în mod treptat, deoarece la reapariția tensiunii, agregatele trebuie repornite, după o reglare prealabilă, după îndepărtarea producției rebutate, după lichidarea altor deranjamente și avarii produse de întrerupere.

*) Dacă ziua este un interval prea mic se pot lua în considerare săptămîna sau luna ca intervale în care producția este identică în condiții egale.

Dacă producția zilei normale este P iar producția zilei în care s-a produs întreruperea este $P - \Delta P$ definim durata de oprire a producției θ_p datorită întreruperii θ a alimentării cu energie electrică

$$\theta_p = T\frac{\Delta P}{P},$$

unde T este timpul de lucru al întreprinderii în cursul unei zile.

În valoare relativă, oprirea producției este

$$\varepsilon = \frac{\theta_p}{T} = \frac{\Delta P}{P}. \tag{1}$$

Reamintim că oprirea producției definită mai sus și exprimată în timp prin θ_p sau în procente prin ε reprezintă doar o valoare convenvențională, de calcul, oprirea reală avînd un caracter mai complicat, cu o perioadă de oprire totală pe timpul θ cît durează întreruperea alimentării cu energie electrică, urmată de o perioadă de reluare treptată a procesului de producție care poate fi mai lungă sau mai scurtă după natura procesului tehnologic.

De exemplu [1], o întrerupere a alimentării cu energie electrică de numai 5 minute la un combinat chimic ce produce amoniac, conduce la o pauză reală de 240 minute; iar unei întreruperi de 30 minute îi corespunde o oprire a producției de 305 minute. La un alt combinat chimic, care produce amoniacul prin metoda subrăcirii, unei întreruperi de 5 minute a alimentării electrice îi corespunde o întrerupere a procesului tehnologic de 125 minute, iar unei întreruperi de 150 minute îi corespunde una reală de 500 minute. La un combinat chimic de electroliză a sodei caustice (în vederea producerii sodiului metalic) la o întrerupere a alimentării cu energie electrică timp de o oră, ies din funcțiune circa 5% din băile de electroliză, care pot fi repuse în funcțiune după 2 zile. La o întrerupere a energiei electrice timp de 3 ore, toate băile de electroliză „îngheață", necesitînd 48—52 zile pentru repunerea în funcțiune; această pauză forțată antrenează după sine pierderea unor foarte mari cantități de produse și cheltuieli importante pentru repornirea băilor.

Din acest punct de vedere fiecare proces tehnologic are caracteristicile sale care trebuie studiate ca atare.

Oprirea producției ε depinde de durata θ a întreruperii, de ora h din zi cînd a apărut întreruperea și de natura procesului tehnologic.

În unele cazuri procesul tehnologic este continuu, toate agregatele și instalațiile întreprinderii lucrînd 24 ore fără întrerupere; sarcina unei astfel de întreprinderi este aproape constantă. Pentru întreprinderile de acest tip, indiferent de ora din zi la care se produce întreruperea, avem o relație constantă

$$\varepsilon = f(\theta), \tag{2}$$

care în multe cazuri se poate pune sub o formă liniară

$$\varepsilon = a + b\theta, \tag{3}$$

dar care poate avea şi forme mai complicate, ca în figura 1, salturile corespunzînd timpului limită pînă la care se poate relua imediat procesul în anumite agregate, timp la depăşirea căruia agregatele trebuie scoase din funcţiune pe o durată mai îndelungată pentru evacuarea producţiei rebutate, pentru reglări sau lucrări de reparaţii.

Funcţia (2) depinzînd de tipul utilajelor care sînt în funcţie la apariţia întreruperii, este clar că, dacă tipul utilajelor în funcţie şi ponderea lor se schimbă în cursul zilei, se va schimba de la oră la oră şi forma funcţiei (2). De aceea, pentru întreprinderile cu acest caracter, la care o parte din agregate funcţionează numai în anumite ore, trebuie determinate separat pentru cîteva momente caracteristice ale zilei relaţiile (2). În acest caz, trebuie scris mai corect

$$\varepsilon = f(\theta, h). \qquad (4)$$

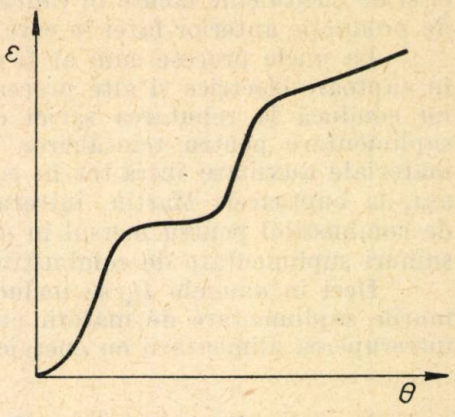


Fig. 1. — Oprirea producţiei în funcţie de durata întreruperii în alimentarea cu energie electrică.

STRUCTURA DAUNELOR

Daunele provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică a unei întreprinderi industriale pot fi grupate după natura lor în următoarele categorii :

D_1 — *rebuturi în producţie şi stricarea materiei prime*

În funcţie de procesul de producţie daunele din această categorie pot fi mai mari sau mai mici. Astfel în industria cauciucului, în imprimerii, în agregatele automatizate de copt pîine etc., întreruperile ce depăşesc o anumită durată caracteristică conduc la rebutarea producţiei. Întreruperile scurte pot să rămînă fără efecte grave. De exemplu, la cuptoarele de pîine automate, întreruperea conduce la oprirea benzii în cuptor, care rămînînd cald, coace excesiv pîinea. Dacă întreruperea este doar de cîteva minute efectele nu sînt grave ; dacă însă este mai lungă pîinea se arde şi trebuie aruncată. Pentru fiecare proces există o astfel de durată caracteristică θ_1 la depăşirea căreia producţia în curs de fabricare se rebutează. Cunoaşterea acestui indice este necesară pentru analiza concretă, într-o anumită întreprindere a daunelor produse de întreruperile alimentării cu energie electrică.

El se determină pe baza studierii procesului tehnologic, ţinînd seama de toleranţele la calitate admise prin prescripţii şi de comportarea agregatelor în regimul tranzitoriu de după dispariţia tensiunii reţelei.

Într-o întreprindere trebuie făcute asemenea studii asupra fiecărui lanț tehnologic sau agregat distinct, determinîndu-se deci toți indicii θ_1 corespunzători. Cu ajutorul lor se poate apoi determina pentru fiecare întrerupere, în funcție de durata ei, sortul și volumul rebuturilor aferente.

La calcularea valorică a daunelor D_1 se va lua în considerare prețul materialului în stadiul de prelucrare în care a fost rebutat, adică ținînd seama nu numai de prețul de achiziție al materiei prime sau semifabricate ci și de cheltuielile făcute în cadrul întreprinderii în tot cursul procesului de producție anterior fazei în care s-a produs rebutarea.

La unele procese cum ar fi electroliza aluminiului, topirea oțelului în cuptoare electrice și alte procese energointensive, întreruperile pot să nu conducă la rebutarea șarjei dar conduc întotdeauna la consumuri suplimentare pentru reîncălzirea băii. Aceste consumuri de energie și materiale auxiliare intră tot în categoria irosirii de materii prime. Tot așa, la cuptoarele Martin, întreruperile conduc la consum suplimentar de combustibil pentru mersul în gol, oprirea laminoarelor provoacă consumuri suplimentare de combustibil în cuptoarele de încălzit.

Deci în daunele D_1 se includ atît produsele rebutate cît și consumurile suplimentare de materii prime, auxiliare și energie provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică.

D_2 — avarii și deranjamente ale utilajului

Această categorie de daune are o pondere însemnată în special în electrochimie și electrometalurgie. Ca și în cazul precedent, pentru fiecare agregat sau lanț tehnologic se determină duratele critice θ_2 ale întreruperii la depășirea cărora se produc efectele dăunătoare. Și anume, θ'_2 este timpul după care în instalație apar deranjamente (modificări de parametri ai agenților de lucru, perturbarea reglajelor, funcționarea unor dispozitive de protecție etc.) pentru a căror remediere se pierde timp prelungindu-se oprirea producției. Lichidarea deranjamentelor cade în sarcina personalului de exploatare, care nu face cheltuieli materiale în această operație; daunele provocate de deranjamente nu apar valoric distinct, ele apar implicit la alte capitole ce depind de durata opririi producției.

După trecerea unui interval mai mare θ''_2 de la întreruperea alimentării cu energie elctrică, în instalație apar avarii, pentru a căror remediere este necesară intervenția personalului de întreținere, care execută reparații consumînd în acest scop materiale obișnuite de întreținere (materiale refractare, electrozi, materiale de sudură, piese mărunte etc.).

După trecerea timpului θ'''_2 de la dispariția tensiunii rețelei, în instalație apar avarii grave care scot definitiv din funcție anumite utilaje. Pentru remedierea lor sînt necesare înlocuiri de organe importante sau agregate întregi.

Calculul valoric al daunelor din categoria avarii și avarii grave, se face pe baza prețurilor curente ale materialelor, pieselor, utilajelor, cu ajutorul cărora se execută reparația ce repune în funcție instalația.

Dacă deranjamentele și avariile conduc la scurtarea vieții instalației, trebuie să se includă în daunele D_2 un termen de forma $I\frac{\Delta T_f}{T_f}$.unde I este valoarea instalației, T_f este durata ei normală de viață, iar ΔT_f este scurtarea duratei de viață datorită întreruperii respective în alimentarea cu energie electrică.

D_3 — amortismente și cheltuieli generale

La majoritatea mijloacelor fixe, amortizarea se face proporțional cu timpul în serviciu ; numai la anumite categorii cu uzură mare, amortizarea se face proporțional cu producția fabricată. La aceste din urmă categorii de mijloace fixe, nu apar daune din amortismente. La celelalte însă, care formează marea majoritate, oprirea producției pe timpul θ_p conduce la o cheltuială inutilă (care nu se transferă produselor fabricate) egală cu amortizarea mijloacelor fixe pe timpul opririi producției $I\frac{\theta_p}{T_f}$. Același lucru se poate spune despre cheltuielile generale ale întreprinderii (impozite, taxe, cheltuieli gospodărești etc.) care se fac în cote constante G pe intervalul de timp T_g (anul de obicei). Deși aceste cheltuieli se fac indiferent de mersul producției, ele se fac în vederea producției, astfel încît opririi procesului de producție pe timpul θ_p îi corespunde o pagubă $G\frac{\theta_p}{T_G}$.

Însumînd, obținem

$$D_3 = \theta_p\left(\frac{I}{T_f} + \frac{G}{T_G}\right). \tag{5}$$

Trebuie menționat că această categorie de daune reprezintă o componentă însemnată mai ales la marile întreprinderi puternic mecanizate și automatizate din industria extractivă, industria grea, chimia de bază, adică în acele ramuri în care, în structura prețului de cost al produselor materiile prime au o pondere mai mică iar amortismentele și cheltuielile generale o pondere mai mare decît în alte ramuri.

D_4 — salarii

O parte a fondului de salarii reprezintă plata după timpul de serviciu iar altă parte, sub formă de acord sau premii, este proporțională cu producția realizată. În multe cazuri, partea proporțională cu producția este neglijabilă față de salariul fix și de premiile ce se alocă pe alte criterii decît producția realizată. Fie S partea din fondul de salarii plătită proporțional cu timpul de serviciu și care se cheltuiește zilnic în întreprinderea considerată.

Dacă, în urma întreruperii are loc o oprire a procesului de producție ce conduce la o micșorare cu ΔP a producției, atunci o parte a fondului de salarii și anume

$$D_4 = \frac{\Delta P}{P} S = \varepsilon S, \tag{6}$$

a fost cheltuită fără folos, deci reprezintă daune.

Trebuie precizat că în S sînt cuprinse nu numai salariile muncitorilor direct productivi, care în mod efectiv trec în inactivitate în timpul întreruperii, ci toate salariile plătite în întreprinderea respectivă, inclusiv aparatului administrativ și personalului auxiliar. Considerarea ca pierdere numai a salariilor muncitorilor direct productivi nu este corectă, deoarece activitatea întregului personal este organizată în vederea atingerii unui singur scop și anume a fabricării producției zilnice P. În prețul de cost al acestei producții intră toate cheltuielile întreprinderii inclusiv salariile personalului auxiliar și administrativ. Atunci și la calculul daunelor trebuie luată întreaga sumă a salariilor, deși în timpul întreruperii, personalul auxiliar și administrativ nu-și încetează activitatea, ci chiar și-o intensifică în vederea lichidării deranjamentelor și avariilor care survin eventual.

D_5 — venit net pierdut prin nerealizarea producției

În activitatea productivă a unei întreprinderi industriale există elementele procesului economic pe ansamblul societății. Producția întreprinderii are o valoare mai mare decît suma valorilor cheltuite pentru fabricarea ei. Suma valorilor cheltuite conduce la prețul de cost al producției, pe cîtă vreme valoarea producției fabricate este exprimată prin prețul de livrare la consumator. După cum se știe valoarea unui produs nu este determinată de o anumită întreprindere care-l produce ci de totalitatea întreprinderilor care fabrică același produs. La fel și prețul de livrare, nu este stabilit de întreprindere, ci de forurile centrale. Prețul de livrare nu coincide întotdeauna cu valoarea, dar în prezent se fac eforturi de a micșora abaterile; în prezentul studiu pornim de la premisa că prețul de livrare reprezintă valoarea, relația între aceste două mărimi ieșind din cadrul preocupărilor noastre.

Diferența între prețul de livrare p_l și prețul de cost p_c este venitul net b_n. El este repartizat de societate în două părți: o parte rămîne în întreprindere sub formă de beneficiu b_i iar altă parte se utilizează pentru nevoile ansamblului societății, luînd forma impozitului pe circulație b_c

$$b_n = p_l - p_c = b_i + b_c . \tag{7}$$

Întreruperea alimentării cu energie electrică micșorînd cu ΔP producția realizată, economia națională realizează un beneficiu net micșorat cu

$$D_5 = b_n \Delta P. \tag{8}$$

După cum se vede, această categorie de daune nu afectează direct cheltuielile întreprinderii, de aceea ele se numesc daune indirecte. Daunele directe D_1, D_2, D_3, D_4, reprezintă cheltuieli ale întreprinderii care se răsfrîng asupra producției fabricate supraîncărcînd prețul de cost al acesteia mai devreme sau mai tîrziu.

De notat că, în formula (7) prețul de cost al producției, p_c este cel realizat în condiții normale (fără întreruprea alimentării cu energie electrică). Prețul de cost real, contabilizat pe o perioadă mai lungă, în care au intervenit și unele întreruperi, va fi ceva mai mare; diferența poate fi însă neglijată în acest calcul dacă nu este vorba de deranjamente grave sau de întreruperi prea frecvente.

Daunele însumate ale întreprinderii

$$D = \sum_{i=1}^{5} D_i \tag{9}$$

se calculează analizînd în fiecare caz în parte cele 5 componente.

Se constată că structura daunelor este principial aceeași cu structura valorii producției (cuprinde elemente ale muncii trecute — consum de materiale și utilaje — și elemente ale muncii vii). Va fi deci interesant să comparăm dauna totală D cu valoarea producției nerealizate și anume

$$\Delta P \cdot p_l.$$

Fie coeficientul daunelor

$$\Delta = \frac{D}{\Delta P\, p_l} \tag{10}$$

care poate fi supraunitar sau subunitar în funcție de procesul tehnologic și caracterul întreruperii. Valorile subunitare se obțin în acele cazuri cînd, lipsind daunele D_2, valoarea materialelor consumate în mod normal pentru producția ΔP întrece valoarea daunelor D_1 (această situație se întîlnește mai ales cînd e vorba de întreruperi îndelungate). În cazul contrar, sau cînd D_2 are valoare mare, Δ este supraunitar.

DAUNE SPECIFICE

Pentru a putea extrapola analiza daunelor de la o întreprindere la altele similare, este util să se calculeze indicii specifici ai daunelor. În acest scop este indicat ca valoarea absolută a daunelor să se pună în legătură cu anumite mărimi caracteristice și anume: energia nelivrată, durata întreruperii, volumul producției etc.

Calculul energiei nelivrate unei întreprinderi datorită unei întreruperi se face comparînd consumul zilei normale cu cel al zilei în care s-a produs întreruperea.

În figura 2, se dau graficele de sarcină ale unei întreprinderi în ziua normală și în ziua cu o întrerupere de două ore a alimentării cu energie

electrică ; se vede că producția este grav perturbată, reluarea procesului normal făcîndu-se treptat în decurs de circa 8 ore.

Energia nelivrată ΔE este diferența haşurată dintre cele două diagrame de sarcină.

În figura 3 se prezintă cazul unei întreruperi scurte, care este urmată de o reluare rapidă a procesului de producție, reluare însoțită de o anumită

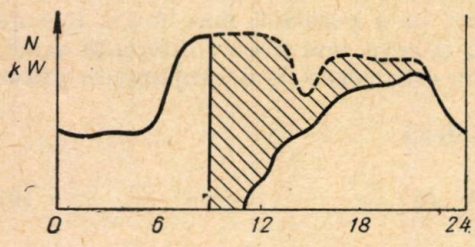


Fig. 2. — Grafic de sarcină al unei întreprinderi pentru o zi în care a avut loc o întrerupere de lungă durată a alimentării cu energie electrică.

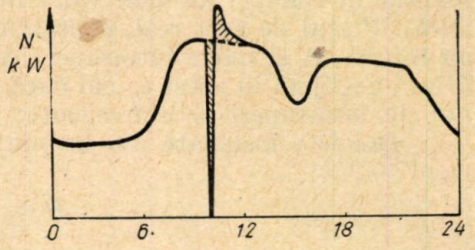


Fig. 3. — Grafic de sarcină al unei întreprinderi, pentru o zi în care a avut loc o întrerupere de scurtă durată a alimentării cu energie electrică.

suprasarcină. Deoarece suprasarcina contribuie la limitarea daunelor produse de întrerupere, putem considera, ca şi în cazul precedent, că energia nelivrată este egală cu diferența între energia zilei normale şi cea a zilei cu întreruperea alimentării, deşi porțiunea aflată sub nivelul normal este ceva mai mare în cazul de față.

Dacă N este sarcina obişnuită a întreprinderii la ora h, cînd s-a produs întreruperea, energia nelivrată este

$$\Delta E = k \cdot N \cdot \theta, \tag{11}$$

unde coeficientul k (subunitar sau supraunitar) descrie caracterul întreruperii din punctul de vedere al variației sarcinii. Şi anume, în cazul reprezentat în figura 2, k este supraunitar, iar în cazul din figura 3, este subunitar. Relația $k = f(\theta)$ este o caracteristică a procesului tehnologic.

Raportînd daunele datorite întreruperii la energia nelivrată obținem daunele specifice

$$d = \frac{D}{\Delta E} \text{ [lei/kWh]}, \tag{12}$$

care similar cu (9) pot fi puse sub forma

$$d = \sum_{i=1}^{5} d_i . \tag{9'}$$

Din [1] rezultă că d depinde de durata întreruperii θ şi anume la acele procese unde chiar o întrerupere scurtă provoacă rebutarea producției (imprimerii textile, tratamente termice speciale, cuptoare de pîine automate etc.) dauna specifică scade o dată cu creşterea lui θ;

la alte procese cum ar fi electroliza aluminiului, electrometalurgie şi numeroase procese în industria chimică, şi unele în industria extractivă dauna specifică creşte dacă întreruperea θ este mai mare; în sfîrşit, la altele dauna specifică rămîne aproximativ constantă la variaţia lui θ (metalurgia prelucrătoare, laminarea la rece, industria lemnului etc.).

Studiile concrete vor arăta în ce condiţii este posibil să se considere că cele trei categorii se combină în aşa fel încît daunele specifice globale să rămînă constante independent de durata întreruperilor. Aceasta ar face posibil să se calculeze daunele totale ţinînd seama numai de durata totală însumată a întreruperilor.

Este de remarcat că indicii specifici ai daunei nu pot fi luaţi singuri pentru a defini amploarea daunei aduse unei întreprinderi industriale de întreruperea alimentării electrice. Faptul că valoarea daunei este împărţită la valoarea corespunzătoare a energiei electrice nelivrate din cauza întreruperii, face ca proceselor energointensive să le corespundă indicii specifici ai daunei foarte mici şi invers.

În legătură cu aceasta, pentru a pune în evidenţă mai direct amploarea daunelor provocate de întreruperea alimentării unei anumite întreprinderi sau unui anumit sector al reţelei, apare util un alt indice specific : daune pe unitatea de timp

$$\delta = \frac{D}{\theta} \text{ [lei/min]}. \tag{13}$$

În general, δ va fi dependent de θ; este însă probabil că la unele procese se va găsi o relaţie $D = \delta \cdot \theta$ în care δ să fie un coeficient constant. Mai aproape de realitate pare însă o relaţie de forma

$$D = D_0 + \delta' \theta, \tag{14}$$

în care δ' este creşterea daunei în unitatea de timp iar D_0 o valoare constantă independentă de durata întreruperii.

Între indicii definiţi există relaţiile

$$\delta = \delta' + \frac{D_0}{\theta}, \tag{15}$$

$$d = \frac{\delta}{k \cdot N} = \frac{\delta'}{k \cdot N} + \frac{1}{\theta} \cdot \frac{D_0}{k \cdot N}. \tag{16}$$

★

Metoda de determinare a daunelor provocate de întreruperile alimentării cu energie electrică, prezentată în articolul de faţă, nu epuizează problema în toată complexitatea ei. Cercetările în acest domeniu sînt deocamdată la început. Pe măsura extinderii studiilor şi analizelor daunelor la diferite procese tehnologice va fi posibil să se adîncească şi aspectele teoretice pornind de la situaţiile concrete întîlnite în practică.

Pentru analiza daunelor, datele statistice existente în întreprinderi asupra producţiilor realizate, asupra consumurilor de energie, asupra

întreruperilor, asupra prețului de cost etc. constituie un ajutor prețios, însă nu sînt suficiente. Metoda principală de lucru trebuie să fie analiza procesului tehnologic, analiză făcută prin calcul și susținută cu date statistice în ceea ce privește constantele concrete ale procesului de producție, luate în considerare.

De remarcat că analiza daunelor este posibilă încă în stadiul de proiectare a unei întreprinderi, această analiză contribuind la alegerea celor mai judicioase scheme de alimentare și la echiparea corectă cu dispozitive automate de protecție și rezervă.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УЩЕРБОВ, ВЫЗЫВАЕМЫХ ПЕРЕРЫВОМ В СНАБЖЕНИИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЕЙ

РЕЗЮМЕ

Перерывы в снабжении электроэнергией вызывают нарушения в производственном процессе и в повседневном быту. В статье рассматриваются экономические ущербы, причиняемые предприятию, не касаясь смежных ущербов, а также общественных ущербов, вызываемых перерывами.

Экономические ущербы, относящиеся к предприятию, разделяются на прямые ущербы, состоящие из расходов, делаемых предприятиями по случаю перерыва, не воплощающихся в продукции, и косвенные ущербы, состоящие из чистого дохода, не создаваемого предприятиями из-за перерыва.

Выявляются следующие категории ущербов : D_1 — брак производства и порча сырья, D_2 — аварии и неисправности оборудования, D_3 — амортизация и общие расходы, D_4 — зарплата, D_5 — невыпущенная прибавочная продукция.

Первые 4 категории представляют собой прямые ущербы, а D_5 — косвенные. В целях облегчения анализа вводится ряд специфических показателей, при помощи которых можно описать характеристики различных перерывов в зависимости от продолжительности и характера технологического процесса, часа, когда происходит перерыв, а также и от других факторов.

Приведенный метод применим как к существующим предприятиям, так и к предприятиям, находящимся в стадии проектирования.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Остановка производства в зависимости от продолжительности перерыва в снабжении электроэнергией.

Рис. 2. — График нагрузки предприятия за день, когда имел место длительный перерыв в снабжении электроэнергией.

Рис. 3. — График нагрузки предприятия за день, когда имел место кратковременный перерыв в снабжении электроэнергией.

DÉTERMINATION DES DOMMAGES CAUSÉS PAR LES INTERRUPTIONS DANS L'ALIMENTATION EN ÉNERGIE ÉLECTRIQUE

RÉSUMÉ

Les interruptions survenant dans l'alimentation en énergie électrique provoquent des perturbations dans les processus de production, ainsi que dans la vie quotidienne publique et privée. Les auteurs s'occupent des dommages subis par un établissement industriel et négligent les dommages économiques connexes, ainsi que les dommages d'ordre social provoqués par ces interruptions.

Les dommages économiques subis par l'établissement consistent en dommages directs dus aux dépenses occasionnées par les interruptions, mais qui ne se traduisent pas en produits, et en dommages indirects qui représentent les bénéfices non créés de l'établissement durant ou par suite de ces interruptions.

Les auteurs font ressortir les cinq catégories suivantes de dommages :

D_1 — rébuts dans la production et altérations de la matière première ;
D_2 — avaries et dérangements de l'outillage,
D_3 — amortissement et frais généraux ;
D_4 — salaires ;
D_5 — bénéfices non créés,

les 4 premiers étant des dommages directs, et D_5 des dommages indirects. Afin d'en faciliter l'analyse, ils introduisent toute une série d'indices spécifiques permettant de décrire les caractéristiques des diverses interruptions, en fonction de la durée, de la nature du processus technologique, de l'heure à laquelle survient l'interruption, ainsi que d'autres facteurs.

La méthode proposée peut être appliquée aussi bien aux établissements industriels existants, qu'à ceux à l'état de projet.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Arrêt de la production en fonction de la durée de l'interruption de l'alimentation en énergie électrique.

Fig. 2. — Graphique de charge d'un établissement industriel durant une journée où une longue interruption est survenue dans son alimentation en énergie électrique.

Fig. 3. — Graphique de charge d'un établissement industriel durant une journée où s'est produite une courte interruption dans son alimentation en énergie électrique.

BIBLIOGRAFIE

1. Н.С. АФОНИН *Надежность электроснабжения промышленных предприятий* Госэнергоиздат, Москва-Ленинград, 1958.

CALCULUL TEMPERATURII DE PREÎNCĂLZIRE A APEI DE ALIMENTARE ÎN SCHEMELE CU DUBLU CIRCUIT ALE CENTRALELOR ATOMOELECTRICE

DE

D. GRECOV şi C. HAIDUC

NOTAŢII

Q_t	$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$	— puterea termică a reactorului nuclear;
ξ		— coeficientul de rezistenţă hidrodinamică a traseului de agent primar (zona activă, generator de aburi, conducte);
η_p		— randamentul pompelor de vehiculare a agentului primar;
C_{pa}	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$	— căldura specifică medie a apei de alimentare;
C_p	,,	— căldura specifică medie a agentului primar;
γ_r	kg/m^3	— greutatea specifică medie a agentului primar în zona activă a reactorului;
γ_1	,,	— greutatea specifică a agentului primar la intrare în pompe (compresor);
η_{lt}		— randamentul termodinamic al instalaţiei energetice nucleare;
ΔS_0	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$	— creşterea de entropie a agentului secundar (aburi) de la condensator pînă la ieşire din generatorul de aburi;
ΔS_r	,,	— micşorarea entropiei aburului prelevat din prizele regenerative în instalaţia de preîncălzire a apei de alimentare;
T_k	°K	— temperatura aburului în condensator;

$t_a, \bar{t}_a$ °C — temperatura și entalpia finală de preîncălzire a apei de alimentare;

t_2 °C — temperatura agentului primar la ieșire din reactorul nuclear;

t_1 °C — temperatura agentului primar la intrare în zona activă a reactorului;

S_T m² — secțiunea liberă de trecere a agentului primar prin zona activă;

η_{oi} — randamentul relativ intern al turbinei;

z — numărul de preîncălzitori regenerativi;

p ata — presiunea inițială a aburului (la intrare în turbină);

t_0 °C — temperatura inițială a aburului;

S_0 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$ — entropia inițială a aburului;

i_0 $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ — entalpia aburului la ieșire din generatorul de aburi.

În cadrul schemelor termice cu dublu circuit [1] aplicate în centralele atomoelectrice, se pune cu multă acuitate problema alegerii juste a temperaturii finale de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare t_a, deoarece condițiile specifice ale schemei termice fac ca această problemă să aibă un aspect cu totul diferit în raport cu schemele termice ale termocentralelor clasice.

Astfel, dacă în cadrul schemelor termice clasice, o variație a temperaturii t_a nu implică modificări decît în cadrul instalației regenerative (presiune și debit al aburului prelevat din prize) în cazul centralelor atomoelectrice cu dublu sau multiplu circuit — variația temperaturii t_a poate conduce la schimbări esențiale cum ar fi modificarea parametrilor aburului sau al fluidului de răcire (agent primar) a reactorului nuclear.

Determinarea valorii optime t_a^{opt} se face în ipoteza că puterea termică a reactorului nuclear este constantă, această ipoteză corespunzînd cazului real întîlnit în proiectarea centralelor atomoelectrice, cînd puterea electrică a centralei este impusă de condițiile locale ale curbelor de consum de energie electrică.

În acest caz se pot imagina două situații care se pot întîlni în practica de proiectare a schemelor termice ale centralelor atomoelectrice:

Cazul a. Presiunea aburului în ciclul termodinamic se consideră constantă, ceea ce implică ca la o variație a temperaturii t_a să corespundă o variație a temperaturii agentului de răcire la intrare în reactor, conform diagramei $t-Q$.

Cazul b. Temperaturile la intrare și ieșire (t_1, t_2) din reactorul nuclear se consideră fixate, fiind alese în prealabil conform calculelor [1] astfel încît să corespundă valorilor optime pentru agentul de răcire utilizat, iar variația lui t_a implică o schimbare a presiunii aburului viu, conform diagramei $t-Q$.

Primul caz se poate întîlni în practică, cînd se dau parametrii instalației energetice (presiune, temperatura aburului) și se pune problema ce

valoare va lua parametrul t_a pentru asigurarea unui randament net maxim al centralei atomoelectrice.

Cel de-al doilea caz poate avea o aplicare largă în calculele de proiectare a parametrilor schemelor termice ale centralelor atomoelectrice, deoarece se presupune că temperaturile t_1 și t_2 au fost alese pe baza unui calcul preliminar, ca valori optime, iar determinarea valorii t_a^{opt} reprezintă în acest caz o precizare a parametrilor care asigură un maxim maximorum al randamentului instalației nucleare.

Pentru a preciza cum diferiți factori ai schemelor termice influențează asupra alegerii temperaturii finale optime de alimentare, în cazul ipotezei (a) se pleacă de la expresia randamentului net al centralei atomoelectrice [1]

$$\eta_i = \left[\eta_t \, \eta_{0i} - \frac{B}{c_p^3 (t_2 - t_1)^3 \gamma_r \gamma_1} \right] \cdot \eta_{ga} . \tag{1}$$

în care mărimea B este un factor care depinde de geometria zonei active și a canalelor de răcire din reactorul nuclear, de parametrii agentului primar precum și de natura acestuia [1]

$$B = \frac{\xi}{2g\eta_p} \frac{Q_t^2}{S_T^2} \cdot \frac{1}{427} \tag{2}$$

Expresia randamentului termodinamic al ciclului η_t din formula (1) se poate pune (5) sub forma

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k (\Delta S_0 - \Delta S_r)}{i_0 - \bar{t}_a} , \tag{3}$$

în care ΔS_r se exprimă prin [5]

$$\Delta S_r = z \cdot C_{pa} \left[1 - \left(\frac{T_k}{T_a} \right)^{\frac{1}{z}} \right] . \tag{4}$$

Valoarea optimă a temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare T_a (°K) va fi dată de ecuația $\frac{\partial \eta_i}{\partial t_a} = 0$ sau :

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial t_a} = - \frac{\frac{C_{pa}}{T_k} \left(\frac{T_k}{T_a} \right)^{\frac{z+1}{z}} (i_0 - \bar{t}_a) T_k + C_{pa} T_k (\Delta S_0 - \Delta S_r)}{(i_0 - \bar{t}_a)^2} \eta_{0i} + \frac{3 B \left(\frac{\partial t_1}{\partial t_a} \right)}{(t_2 - t_1)^4 \cdot C_p^3 \gamma_r \gamma_1} \tag{5}$$

Conform diagramei $t-Q$ în cazul cînd presiunea aburului se menține constantă, variația temperaturii t_a antrenează o variație corespunzătoare

a valorii temperaturii la intrare în reactor t_1. Într-adevăr, considerînd o variație liniară a temperaturii agentului primar în generatorul de aburi, pentru cazul cînd presiunea aburului este menținută constantă, se poate scrie relația

$$\frac{t_2 - t_1}{i_0 - \bar{t}_a} = C_1 = \text{const.} \tag{6}$$

Deoarece t_2 se impune, în prealabil pe baza considerentelor de rezistența termică a materialelor zonei active, iar entalpia aburului i_0 este de asemenea fixată (presiunea și temperatura aburului fiind impuse), rezultă deci că între t_1 și t_a există o relație liniară de forma

$$t_1 = t_2 - C_1 (i_0 - \bar{t}_a),$$

sau

$$\frac{\partial t_1}{\partial t_a} = C_{pa} \cdot C_1 \tag{7}$$

în care C_1 este o constantă definită de relația (6).

Introducînd relația (7) în ecuația (5) se obține o ecuație transcendentă pentru valoarea optimă a lui t_a care se poate rezolva prin încercări

$$\left(\frac{T_k}{T_a}\right)^{\frac{z+1}{z}} - (1 - \eta_t) - \frac{3\,BC_1(i_1 - \bar{t}_a)}{(t_2 - t_1)^4\,\eta_{0i}\,C_p^3\,\gamma_r\,\gamma_1} = 0 \tag{7}$$

Ecuația (7) poate fi pusă sub o formă mai simplă care permite un calcul rapid al valorii optime t_a:

$$T_a^{opt} = \frac{T_k}{(1 - \eta_t + U)^{\frac{z}{z+1}}} \text{°K} \tag{8}$$

în care

$$U = \frac{3\xi\,Q_1^2\,C_1}{2g \cdot \eta_p' \cdot C_p^3\,\gamma_r\,\gamma_1 (t_2 - t_1)^4 S_T^2} \cdot \frac{i_0 - \bar{t}_a}{\eta_{0i}} \cdot \frac{1}{427}$$

După cum se observă, ecuația (8) este asemănătoare cu ecuațiile de optim recomandate în literatură pentru cazul schemei regenerative teoretice [5] însă apare în plus termenul U la numitor care conduce la o micșorare substanțială a valorii optime t_a. Termenul U are o expresie complexă, el depinzînd de valoarea $C_p^3\gamma_r\gamma_1$, deci de proprietățile fizice ale agentului primar, de secțiunea de trecere S_T a agentului primar prin zona activă, de puterea termică a reactorului Q_1, precum și de diferența dintre temperaturile t_2 și t_1 pentru o valoare a lui t_a în zona de maxim al randamentului net η_i.

În general, cu cît va fi mai mică, puterea consumată la vehicularea agentului primar, cu atît va crește temperatura optimă t_a, la limită ea devenind egală cu temperatura optimă pentru parametrii inițiali ai aburului p_0 și t_0 în cazul centralelor termoelectrice clasice.

De asemenea, din ecuația (8) se vede că influența numărului de preîncălzitori z este aceeași ca și în cazul schemelor clasice, mărirea lui z antrenînd o creștere substanțială a lui t_a^{opt}.

Trebuie subliniat faptul că în cazul schemelor cu dublu circuit analizate, influența parametrilor inițiali ai aburului asupra valorii t_a^{opt} este inversă decît în cazul schemelor termice clasice.

Astfel, dacă pentru schemele termice clasice mărirea presiunii inițiale a aburului conduce la ridicarea rapidă a valorii optime t_a, în cazul a analizat, mărirea presiunii p_0 face ca valoarea optimă a lui t să scadă (tabela 1); aceasta se explică prin faptul că o dată cu mărirea presiunii inițiale p_0 crește puterea necesară la vehicularea agentului de răcire ca urmare a micșorării diferenței $t_2 - t_1$ (în formula de optim (8) ridicarea presiunii p_0 conduce la o creștere a termenului U, deoarece diferența $t_2 - t_1$ devine mai mică la aceeași valoare t_a).

În tabela 1, se dau rezultatele calculelor pentru diverse variante în care s-a variat presiunea inițială a aburului p_0 și numărul de preîncălzitori de la $z = 2$ la $z = 5$ temperatura aburului menționîndu-se constanta t_0 370°C, agentul primar fiind CO_2.

Din tabela 1 se observă că în cazul randamentelor brute, cu creșterea presiunii p_0 a aburului temperatura optimă a apei de alimentare t_a^{opt} crește; în schimb, în cazul randamentelor nete, valoarea acesteia scade.

Tabela 1

$p_0 = 20$ ata	t_a°C = 80	120	160	200	240
	η_i = 0,291	0,2934	0,292	0,28488	
	η_t = 0,3049	0,3126	0,31577	0,31598	
$p_0 = 40$ ata	η_i = 0,29577	0,29582	0,29377	0,2863	
	η_t = 0,32278	0,3327	0,3383	0,34275	0,34188
$p_0 = 70$ ata	η_i = 0,28448	0,28192	0,26548	0,2356	
	η_t = 0,34335	0,35566	0,35123	0,3676	0,3706

Astfel, dacă la $p_0 = 20$ ata randamentele nete maxime se obțin la o valoare $t_a^{opt} = 130$°C, la $p_0 = 70$ ata se obține $t_a^{opt} = 80$°C; randamentele brute (aproximativ cazul centralelor termoelectrice clasice) vor fi maxime respectiv la $t_a^{opt} = 190$°C ($p_0 = 20$ ata) și $t_a^{opt} = 240$°C ($p_0 = 70$ ata).

În cazul utilizării drept agent primar a heliului, difenilului sau apei, lucrul mecanic consumat de pompe în circuitul primar va fi mai mic decît la CO_2, iar diferențele vor fi mai puțin importante.

Cazul (b) cînd temperaturile agentului primar la intrare și ieșire din reactor se consideră constante (corespunzătoare unui maxim al randamentului net al instalației energetice nucleare), este tratat într-o lucrare

anterioară [1], din care rezultă că formula care permite calculul temperaturii optime de preîncălzire a apei va fi

$$T_a^{opt} = \frac{T_k}{[a\,T_k + (1-\chi)(1-\eta_t)]^{\frac{z}{z+1}}} \tag{9}$$

în care s-au notat:

$a \cong \frac{\Delta S_0}{\Delta t_a}$ — variația entropiei inițiale a aburului la o schimbare de 1°C a temperaturii t_a,

$\chi \cong \frac{\Delta i_0}{\Delta t_a}$ — variația entalpiei inițiale a aburului i_0 la o variație de 1°C a temperaturii t_a.

Trebuie subliniat că variația temperaturii t_a în cazul ipotezei considerate (b) atrage după sine o variație a presiunii inițiale p_0 a aburului (ceea ce rezultă din construcția diagramei $t-Q$).

Creșterea temperaturii t_a conduce la o micșorare a presiunii aburului, ceea ce are drept urmare că mărirea de randament obținută prin creșterea temperaturii de preîncălzire t_a și a numărului de preîncălzitori z, va fi micșorată prin scăderea presiunii inițiale a aburului. Se poate demonstra că influența temperaturii t_a asupra presiunii inițiale a aburului este cu atît mai accentuată, cu cît diferența t_2-t_1 este mai mare.

În scopul precizării limitelor de variație a presiunii p_0 în funcție de t_a, s-au construit diagramele $t-Q$ pentru cazul $t_1 = 400°C$, $t_2 = 200°C$ și $t_1 = 400°C$ și $t_2 = 320°C$ pentru diferite valori ale temperaturii t_a (fig. 1*a* și *b*).

Din figura 2 se observă că variația lui t_a antrenează o variație mai intensă a presiunii (sau a temperaturii t_s de saturație corespunzătoare) în cazul $t_2-t_1 = 200°C$, decît pentru $t_2-t_1 = 80°C$. Este evident faptul că valorile absolute ale mărimilor a și χ din formula (9) vor fi cu atît mai mari cu cît diferența t_2-t_1 este mai mare, iar valoarea optimă a parametruliu t_a va fi în acest caz mai mică.

În tabela 2 se dau valorile calculate ale randamentelor termice calculate pentru cazul $t_2 = 400°C$, $t_1 = 200°C$ și $t_2 = 400°C$, $t_1 = 320°C$, pentru cazul cînd temperatura t_a a variat în limitele de la 80°C la 240°C, iar numărul de preîncălzitori de la $z = 2$ la $z = 6$.

Tabela 2

$t_2 = 400°C$ $t_1 = 200°C$	t_a°C	80	100	120	140	160	
	p ata	26	21	19	16	12,5	
	η_t	0,30779	0,31642	0,316217	0,30908	0,29960	
$t_2 = 400°C$ $t_1 = 320°C$	t_a°C	120	140	160	180	200	240
	p ata	140	135	130	126	122	110
	η_t	0,356122	0,36055	0,365857	0,37040	0,376259	0,379392

Din rezultatele calculelor prezentate în tabela 2, rezultă că maximul randamentului brut al instalației nucleare pentru $t_2 - t_1 = 200°C$, se obține

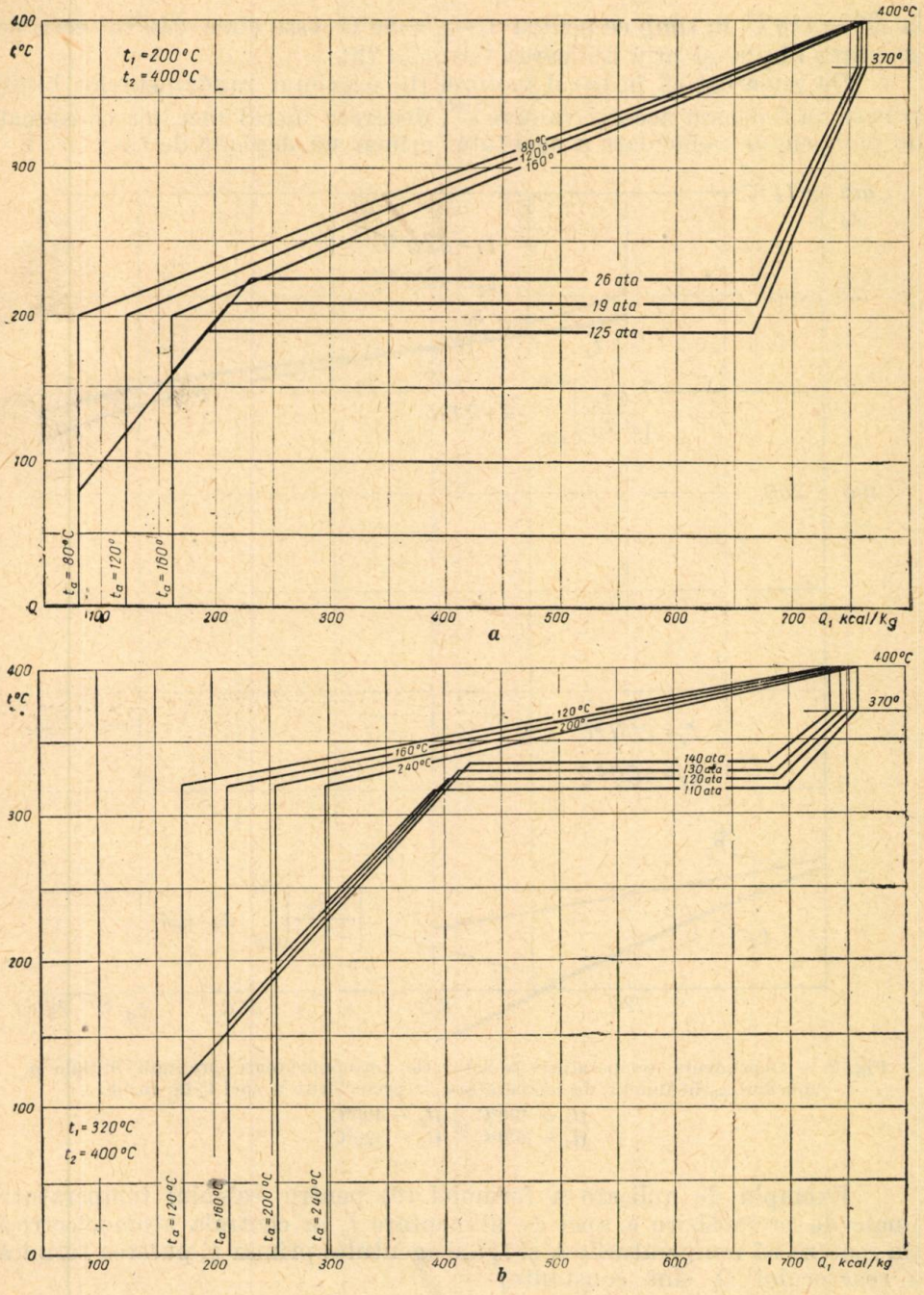


Fig. 1. — Diagramele $t-Q$ construite în cazul $\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 200°C \end{cases}$ **și** $\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 320°C \end{cases}$

la $t_a^{opt} = 110°C$, în timp ce pentru $t_2 - t_1 = 80°C$ este circa 240°C, ceea ce se poate obţine şi prin aplicarea formulei (9).

De remarcat că în cazul ipotezei (b) maximul randamentelor brute şi nete va fi pentru aceeaşi valoare t_a^{opt}, deoarece lucrul mecanic consumat de pompele de vehiculare a agentului primar nu depinde de t_a.

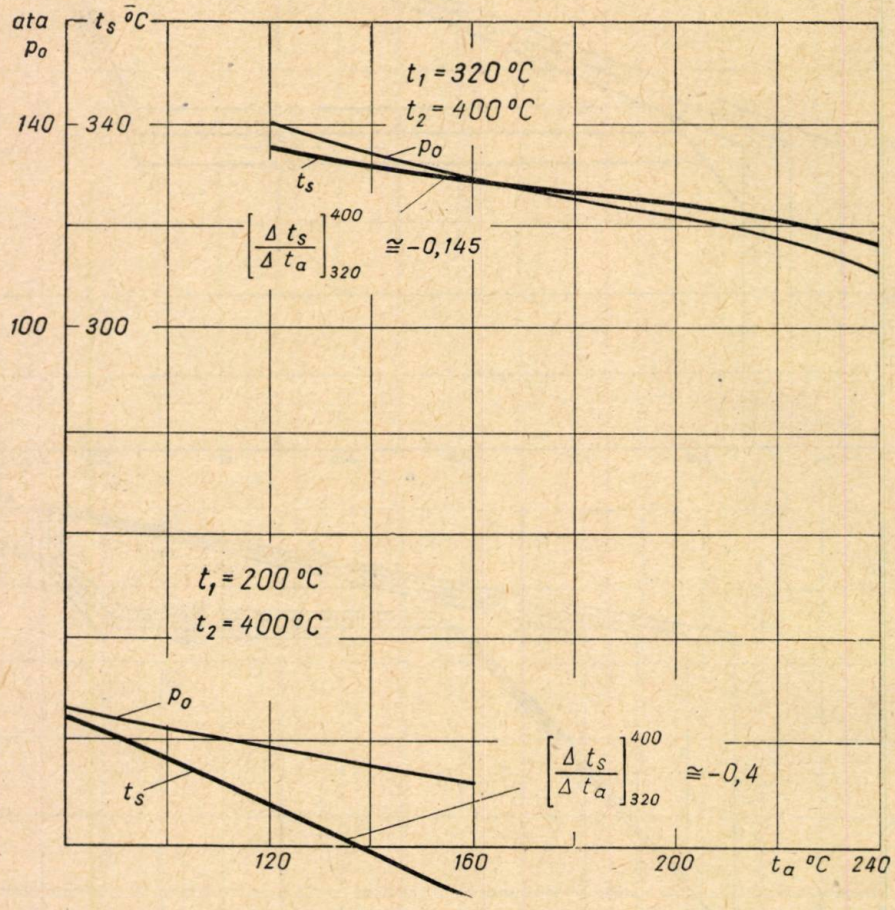


Fig. 2. — Dependenţa temperaturii de saturaţie corespunzătoare presiunii iniţiale a aburului p_0 în funcţie de temperatura de preîncălzire a apei t_a în cazul:

$$\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 200°C \end{cases} \text{şi} \begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 320°C \end{cases}$$

Exemplu de aplicare a formulei (9) pentru calculul temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare t_a în centrala atomoelectrică (în ipoteza că temperaturile t_1 şi t_2 ale agentului primar şi puterea termică a reactorului Q_t sînt constante)

$$t_2 = 400°C, \qquad t_1 = 320°C \qquad Q_t = 400 \text{ MW}_T.$$

Pentru calculul temperaturii optime t_a se întocmește în prealabil un tabel cu valorile necesare de calcul pentru cazul $t_2 = 400°C$, $t_1 = 320$, folosind diagrama $t - Q$ (fig. 1 *b*)

t_a °C	p_0 ata	$C_0 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	$S_0 \frac{\text{kcal}}{\text{kg°C}}$
120	140	687,2	1,376
160	130	695,4	1,3950
200	122	701,6	1,4099
240	110	710,4	1,4324

În continuare, folosind datele din tabelă, se calculează coeficienții

$$a = \frac{\partial S_0}{\partial t_a} \cong \frac{\Delta S_0}{\Delta t_a} \cdot ,$$

$$\chi = \frac{\partial i_0}{\partial t_a} \cong \frac{\Delta i_0}{\Delta t_a} ,$$

considerînd că zona de optim a temperaturii t_a se află în jurul valorii de 200°C, de unde

$$a = \frac{1,4099 - 1,395}{40} = 3,72 \cdot 10^{-4},$$

$$\chi = \frac{701,6 - 695,4}{40} = 0,155 .$$

În continuare, ținînd seama că pentru $t_a = 200°C$ randamentul brut al ciclului este $\eta_i = 0,376$, iar randamentul relativ intern al turbinei este 0,8, se găsește pentru $z = 5$ preîncălzitori regenerativi

$$T_a^{opt} = \frac{297}{\left[0,0003732 \cdot 297 + 0,845 \cdot \left(1 - \frac{0,376}{0,8}\right)\right]^{5/6}} = 498°K,$$

sau $t_a^{opt} = 225°C$ ceea ce concordă cu suficientă aproximație cu valoarea inițial aleasă și este reflectată de valorile obținute în variantele de calcul (tabela 2); trebuie subliniat că în variantele de calcul, numărul preîncălzitoarelor a variat cu creșterea temperaturii t_a în timp ce formula (9) a fost dedusă pentru un număr z constant.

În cazul cînd diferența $t_2 - t_1 = 200°C$, valoarea optimă t_a^{opt} calculată cu formula (9) este mult mai mică, fiind de ordinul 80—100°C ceea ce concordă de asemenea cu variantele de calcul.

Aplicarea formulei (8) pentru cazul ipotezei (*a*) conduce de asemenea la rezultate care concordă întrutotul cu rezultatele variantelor de calcul.

CONCLUZII

Determinarea temperaturii optime de preîncălzire a apei de alimentare în centrale atomoelectrice cu dublu circuit prezintă o importanţă deosebită în alegerea parametrilor schemei termice şi permite obţinerea unui randament net maxim al centralei. Cele două cazuri analizate se deosebesc prin premisele care se pun la baza calculului, ele corespunzînd unei situaţii reale întîlnite la practica proiectării schemei termice din centralele atomoelectrice.

Formulele de calcul recomandate sînt uşor de aplicat, ele permiţînd să se determine zona de optim a parametrului t_a, evitînd o serie de calcule ancombrante de variante, punînd totodată în evidenţă influenţa relativă a diferiţilor factori asupra valorii optime t_a ce se determină.

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДОГРЕВА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В СХЕМАХ С ДВОЙНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ АТОМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

РЕЗЮМЕ

В работе даются формулы расчета оптимальной температуры подогрева питательной воды в схемах с двойной циркуляцией и приводятся результаты вариантов расчета, выполненных для реактора тепловой мощности $Q = 400$ мгвт.

Применение рекомендуемых формул позволяет избежать ряд комплексных расчетов и найти зону оптимальной температуры подогрева с достаточной точностью, выявляя в то же время влияние различных факторов тепловой схемы на исследуемый параметр.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Диаграмма $t - Q$, построенная при

$t_2 = 400°C$ $t_1 = 200°C$
$t_2 = 400°C$ $t_1 = 380°C$.

Рис. 2. — Зависимость температуры насыщения t_s, соответствующей начальному давлению пара p_0, от температуры подогрева воды t_0 при

$t_2 = 400°C$ $t_1 = 200°C$
$t_2 = 400°C$ $t_1 = 380°C$.

CALCUL DE LA TEMPÉRATURE DE RÉCHAUFFAGE DE L'EAU D'ALIMENTATION DANS LES SCHÉMAS À DOUBLE CIRCUIT DES RÉACTEURS NUCLÉAIRES DE PUISSANCE

RÉSUMÉ

L'auteur propose des formules permettant de calculer la température optimum de réchauffage de l'eau d'alimentation lorsqu'il s'agit des schémas à double circuit et donne les résultats des variantes de calcul effectuées dans le cas d'un réacteur ayant la puissance thermique $Q = 400$ MW.

L'application des formules proposées permet d'éviter la nécessité d'un grand nombre de calculs compliqués et de déterminer la zone optimum de la température de réchauffage avec une approximation suffisante, tout en faisant ressortir l'influence des divers facteurs du schéma thermique sur le paramètre étudié.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Diagrammes $t-Q$, construits dans les cas où :

$\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 200°C \end{cases}$ et $\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 320°C \end{cases}$

Fig. 2. — La température de saturation t_s correspondant à la pression initiale de la vapeur d'eau p_0 en fonction de la température de réchauffage de l'eau t_a, dans les cas où :

$\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 200°C \end{cases}$ et $\begin{cases} t_2 = 400°C \\ t_1 = 320°C \end{cases}$

BIBLIOGRAFIE

1. D. GRECOV, *On the choice of optimum steam conditions of the thermal cycle in nuclear power stations.* Revue d'électrotechnique et d'énergétique, V, *2* (1960).
2. D. GRECOV, C. HAIDUC, A. SOCI, *Determinarea temperaturii optime a agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear energetic.* Studii şi cercetări de energetică, **XI**, *3* (1961).
3. CHAMBADALE, *Le choix du cycle thermique dans une génératrice nucléaire.* Revue générale d'électricité, *6* (1958).
4. Д. Д. КАЛАФАТИ, *Оптимальная температура регенеративного подогрева воды на атомных электростанциях.* Теплоэнергетика, *4* (1960).
5. — *Основы теории регенеративных циклов порошковых установок высокого давления.* Труды, МЭИ (1953).

SCHIMBAREA COMBUSTIBILULUI GAZOS LA CUPTOARELE METALURGICE*)

DE

VICTOR V. GHIA şi DAMIAN G. GRECOV

Din diferite motive în ultimul timp şi în ţara noastră apar tot mai frecvent probleme privind schimbarea combustibilului cu care funcţionează instalaţiile de cuptoare. Astfel se va trece de la un combustibil gazos cu o putere calorifică scăzută, ca gaz de furnal, bigaz, gaz de generator sau gaz de cocserie la gazul natural care conţine circa 99% metan. De asemenea, se va trece la arderea păcurii, gazelor de rafinării, gazelor de sondă de la arderea gazului natural şi viceversa.

Efectuarea acestei treceri fără un calcul prealabil al efectelor care ar putea apărea, poate conduce la deficienţe importante.

Astfel poate apărea o scădere importantă a productivităţii cuptoarelor respective, sau chiar o dereglare generală a funcţionării acestora.

Pentru clarificarea problemelor în cele ce urmează se va face mai întîi un calcul termodinamic al proceselor propunîndu-se o metodă expeditivă pentru obţinerea raportului dintre consumul orar de combustibil nou şi vechi. În continuare, se vor analiza principalele schimbări care sînt aduse de introducerea noului combustibil, în instalaţiile de:

— alimentare cu aerul necesar arderii
— evacuarea gazelor de ardere din cuptor şi
— arderea combustibilului.

1. CALCULUL CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL NOU

În general, se cunosc caracteristicile fizico-chimice al noului şi vechiului combustibil. De asemenea, în cazul funcţionării cuptorului cu vechiul combustibil se pot considera cunoscute:

*) Lucrare prezentată în sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică al Academiei R.P.R. din 25 februarie 1961.

— temperatura teoretică de ardere, sau temperatura gazelor de ardere la evacuarea din focar (t_f).
— temperatura gazelor de ardere la evacuarea din cuptor t_e
— consumul orar de combustibil B și
— coeficientul de exces de aer α la care are loc combustia.

Astfel în problema trecerii la noul combustibil apare ca prim obiectiv, determinarea consumului orar de combustibil B' al noului combustibil. În cele ce urmează, — pentru obținerea lui B' — se va admite că pentru funcționarea cu vechiul și noul combustibil, au aceleași valori :
— căldura cedată orar în cuptor (Q),
— căldura pierdută orar din cuptor în mediul ambiant de gazele produse prin arderea combustibilului,
— randamentul arderii*).
În baza acestor ipoteze se poate scrie

$$Q = B(I_f - I_e) = B'(I'_f - I'_e). \tag{1}$$

Dacă combustibilul este ars în spațiul de lucru al cuptorului, I_f și I'_f precizează entalpiile gazelor ce rezultă prin arderea unității de combustibil la temperaturile teoretice de ardere t_f, respectiv t'_f, pentru vechiul și noul combustibil.

Atunci cînd arderea combustibilului se efectuează într-un focar înaintea spațiului de lucru al cuptorului, t_f și t'_f sînt temperaturile gazelor de ardere la evacuarea din focarele respective. Mărimile I_e și I'_e precizează entalpiile gazelor care rezultă prin arderea unității de combustibil la temperaturile de evacuare din cuptor t_e și t'_e, pentru vechiul și noul combustibil.

Relația (1) se poate scrie sub forma

$$\frac{B'}{B} = \frac{I_f - I_e}{I'_f - I'_e}, \tag{2}$$

sau

$$\Psi = \frac{B'}{B} = \frac{V_g}{V'_g} \cdot \frac{i_f - i_e}{i'_f - i'_e}. \tag{3}$$

Mărimile V_g, V'_g precizează cantitățile de gaze ce rezultă prin arderea unității de combustibil la vechiul și noul combustibil. Termenii i_f, i_e, i'_f și i'_e precizează entalpiile specifice ale gazelor de ardere la temperaturile t_f, t_e, t'_f și t'_e.

Cu suficientă precizie [1], [2] se poate scrie că

$$V_g = f(P_{ci}, \alpha).$$

*) La cuptoarele metalurgice, se poate lua în general cu suficientă precizie, randamentul arderii egal cu unitatea.

Funcțiile f și f' au diferite forme, ținînd seama de intervalul de valori considerate pentru puterile calorifice P_{ci}, respectiv P'_{ci}.

Se observă cît de simplist este privită problema de unii, atunci cînd consideră că

$$\Psi = \frac{P_{ci}}{P'_{ci}}. \tag{4}$$

În numeroase cazuri diferențele care apar între valorile lui Ψ obținute după relațiile (3) și (4) sînt foarte mari. Astfel din relația (3) se remarcă faptul că raportul Ψ este funcție pe lîngă caracteristicile combustibilului (putere calorifică, cantitate teoretică de gaze de ardere) și de coeficientul de exces de aer la care este ars combustibilul.

Influența coeficientului de exces de aer devine deosebit de importantă, cînd prin preîncălzirea aerului folosit la ardere se depășește temperatura t_f necesară desfășurării optime a procesului tehnologic, astfel încît pentru a menține t_f constant, este necesar să se mărească excesul de aer la care are loc arderea noului combustibil.

2. PRECIZAREA VALORILOR TEMPERATURILOR t'_f ȘI t'_e

Problema cea mai importantă în determinarea raportului $\frac{B'}{B}$ constă în determinarea valorilor temperaturilor t'_f și t'_e, astfel încît productivitatea cuptorului să aibă aceeași valoare ca în cazul folosirii vechiului combustibil *).

Această chestiune va fi analizată în paragraful ce urmează.

În cazul cuptoarelor metalurgice, la care este predominant schimbul de căldură prin radiație, — luînd aceleași valori pentru temperaturile gazelor de ardere la evacuarea din focar și din cuptor, la folosirea noului și a vechiului combustibil, — înseamnă că se admit aceleași proprietăți radiante pentru gazele vehiculate prin cuptor în ambele variante de funcționare.

În această ipoteză, căldura utilă cedată orar produsului tehnologic Q_{hu}, adică productivitatea cuptorului se menține constantă în cele două variante. În cazul cuptoarelor la care are loc un proces de încălzire, după una dintre formulele cele mai utilizate pentru calculul lui Q_{hu} (V. N. Timofeev) [1] se poate scrie :

$$Q_{hu} = \sigma_v \cdot H_r \cdot \sqrt{(T_f^4 - T_{mf}^4)(T_e^4 - T_{mi}^4)} \cdot 10^{-8} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right). \tag{5}$$

*) Se admite că în cazul folosirii vechiului combustibil la temperaturile t_f și t_e se realizează productivitatea maximă a cuptorului. Dacă prin schimbare, se modifică productivitatea, Ψ se înmulțește cu raportul dintre noua și vechea productivitate.

În relaţia (6) semnificaţia mărimilor ce intervin este următoarea :

σ_v = coeficientul de radiaţie vizibilă, raportat la suprafaţa efectivă a metalului supus radiaţiei H_r şi la diferenţa efectivă a temperaturilor $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}\,^\circ\text{K}}\right)$;

$T_f = (t_f + 273^\circ)$ K = temperatura absolută cu care gazele intră între spaţiul de lucru, sau temperatura teoretică de ardere în cazul că arde combustibilul în spaţiul de lucru al cuptorului (°K);

T_{mf}, T_{mi} = temperaturile absolute ale metalului la evacuarea (finală), respectiv la intrarea (iniţială) în cuptor (°K);

T_e = temperatura absolută a gazelor de ardere la evacuarea din cuptor (°K).

Mărimea σ se poate determina din relaţia :

$$\sigma_v = \sigma_{\text{flac}} \cdot a_m \cdot \frac{\omega \cdot (1 - a_{\text{flac}}) + 1}{\omega(1 - a_{\text{flac}})(a_m + a_{\text{flac}} - a_m \cdot a_{\text{flac}}) + a_{\text{flac}}} \cdots \quad (6)$$

unde

a_{flac} = coeficientul de luminozitate al flăcării,

$a_{\text{flac}} = a_{\text{viz}} + a_{\text{inv}} - a_{\text{inv}} \cdot a_{\text{viz}}$,

a_{viz} = coeficientul de luminozitate corespunzător radiaţiei vizibile a particulelor de funingine,

a_{inv} = coeficientul de luminozitate corespunzător radiaţiei invizibile a gazelor triatomice CO_2 şi H_2O,

a_m = coeficientul de negreală al metalului,

$\sigma_{\text{flac}} = 4{,}96\ a_{\text{flac}}$ = coeficientul de radiaţie al flăcării $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}\,^\circ\text{K}^4}\right)$,

$\omega = \frac{H_r}{H_{\text{inz}}}$ = coeficientul de dezvoltare a înzidirii,

H_r = suprafaţa efectivă a metalului, supusă radiaţiei (m^2),

H_{inz} = suprafaţa interioară a zidăriei (m^2).

Dacă cuptorul este trecut la un nou fel de combustibil atunci înfăţişarea metalului de încălzit şi felul lui de aşezare (H_r, a_m) intervalul de temperatură a procesului de încălzire (T_{mi}, T_{mf}) precum şi mărimea ω rămîn neschimbate. Ca o consecinţă a schimbării proprietăţilor combustibilului se modifică a_{flac} şi T_f.

Pentru noul combustibil relaţia (6) devine

$$Q_{hu} = \sigma'_v \cdot H_r \cdot \sqrt{(T'^4_f - T^4_{mf})(T'^4_e - T^4_{mi})} \cdot 10^{-8} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}}\right) \quad (7)$$

Pot apărea trei cazuri distincte :

1) $\sigma'_v = \sigma_v$,

2) $\sigma'_v > \sigma_v$,

3) $\sigma'_v < \sigma_v$.

În primul caz se poate considera că $t'_f = t_f$ și $t'_e = t_e$.

În cazul al doilea, dacă temperatura $t'_e = t_e$ fiind impusă de condiții tehnologice, pentru a se menține aceeași productivitate Q_{hu} trebuie ca $t'_f = t''_f < t_f$.

Dacă caracteristicile combustibilului și posibilitățile de preîncălzire ale aerului folosit la ardere, permit obținerea unei temperaturi mai mari ca t^*_f) se poate mări productivitatea cuptorului, în ipoteza că această temperatură t''_f nu dereglează procesul tehnologic și sînt posibilități practice. Atunci cînd nu este indicată depășirea valorii t''_f, se poate anihila tendința de creștere a temperaturii din focar, prin mărirea coeficientului de exces de aer la care are loc arderea combustibilului, după cum s-a precizat și anterior.

Neglijînd entalpia aerului și a gazelor de ardere la temperatura ambiantă cît și căldura pierdută din focar în mediul ambiant, care au valori reduse față de P_{ci} se poate obține pentru calculul coeficientului de exces de aer mărit α', formula suficient de precisă

$$\alpha' = \frac{P'_{ci} + I'_{af} - I'_{of}}{I'_{af} - I'_{ap}} \cdot \tag{8}$$

Mărimile I'_{af} și I'_{ap} precizează entalpiile cantității teoretice de aer pentru ardere L'_o la temperatura t''_f și temperatura de preîncălzire a aerului t_p, iar I'_{of} precizează entalpia cantității teoretice de aer pentru ardere la temperatura t''_f.

Numai în cazul cînd prin mărirea excesului de aer la care are loc arderea combustibilului se creează o „atmosferă" necorespunzătoare în cuptor, se recurge la micșorarea temperaturii din focar prin reducerea temperaturii de preîncălzire a aerului t'_p.

În cazul al treilea $\sigma'_v < \sigma_v$ dacă $t'_e = t_e$, pentru a se menține aceeași productivitate Q_{hu} este necesar ca $t'_f = t''_f > t_f$. Atunci cînd caracteristicile combustibilului și preîncălzirea aerului folosit la ardere nu determină obținerea temperaturii t'''_f, se va recurge la mărirea temperaturii t'_e, dacă aceasta permite desfășurarea procesului tehnologic. Apare evident că acest procedeu este dezavantajos, deoarece conduce la o scădere a randamentului termic al cuptorului.

În asemenea situații se mai pot folosi și procedee pentru a împiedica reducerea productivității cuptorului, constînd în mărirea coeficientului σ'_v prin carburarea flăcării sau profilarea corespunzătoare a spațiului de lucru, astfel încît să se poată mări drumul mediu al radiațiilor.

Desigur că dacă se poate obține o temperatură mai mare t''_f este indicat să se lucreze la un astfel de regim de funcționare, dacă prin aceasta

*) Lucrarea nu insistă asupra metodicii de determinare a temperaturii de preîncălzire a aerului folosit la ardere, astfel ca să se obțină o anumită valoare a temperaturii teoretice de ardere, sau a temperaturii gazelor la evacuarea din focar. Această problemă este tratată detaliat în literatura de specialitate.

nu se periclitează desfășurarea optimă a procesului tehnologic. În caz contrar, se va menține temperatura t'_f la valoarea admisibilă prin mărirea coeficientului de exces la care are loc arderea sau prin micșorarea temperaturii de preîncălzire a aerului folosit la ardere.

Din relațiile (6) și (7) se poate deduce că :

$$\sqrt{\frac{\sigma'_v}{\sigma_v}} = \frac{(T_f^4 - T_{mf}^4)(T_e^4 - T_{mi}^4)}{(T_f'^4 - T_{mf}^4)(T_e'^4 - T_{mi}^4)}. \tag{9}$$

După cum s-a arătat anterior, în primul rînd se pune problema determinării T'_f atunci cînd se cunosc T_f, $T_e = T'_e$, T_{mi}, T_{mf}, σ'_v și σ_v. Pentru rezolvarea problemelor practice care apar în țara noastră, adică trecerea la funcționarea cu gaz natural de la funcționarea cu gaz de cocserie, gaz mixt sau gaz de generator, în cele ce urmează, se vor da — pentru orientare — cîteva valori cantitative.

Astfel pentru o valoare uzuală a lui $\omega = 0{,}3$, temperaturi cuprinse între 800°—1600°C și grosimea medie a stratului de gaze cuprinsă între 60 cm și 180 cm, valoarea coeficientului $\sqrt{\frac{\sigma'_v}{\sigma_v}}$ este ~0,99—1,01 atunci cînd :

σ_v se referă la gaz mixt avînd $P_{ci} = 2\,000$ kcal/Nm³ care este ars la $\alpha = 1{,}1$, sau gaz de cocserie avînd $P_{ci} = 3\,980$ kcal/Nm³ care este ars tot la $\alpha = 1{,}1$, iar σ'_v se referă la gaz natural avînd $P'_{ci} = 8\,500$ kcal/Nm³ și $\alpha = 1{,}01$.

Diferențe mari apar dacă σ_v se referă la gaze combustibile foarte sărace ($P_{ci} < 1\,000$ kcal/Nm³). Pentru exemplificare se dau valorile coeficientului $\sqrt{\frac{\sigma'_v}{\sigma_v}}$ atunci cînd σ_v se referă la gaz de furnal și gaz de generator (tabela 1).

Tabela 1

Tipul combustibilului	$\sqrt{\frac{\sigma'_v}{\sigma_v}}$							
	$\omega = 0{,}3$							
	$a_m = 0{,}6$				$a_m = 0{,}9$			
	800°C		1600°C		800°C		1600°C	
	s=0,6 m	s=1,8 m	s=0,6 m	s=1,8 m	s=0,6 m	s=1,8 m	s=0,6 m	s=1,8 m
Gaz de furnal $P_{ci} = 997 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}$	1,046	1,044	1,048	1,06	1,09	1,081	1,124	1,09
Gaz de generator (din turbă)	1,022	1,012	1,02	1,03	1,023	1,013	1,03	1,028

3. ASUPRA MODIFICĂRILOR ORGANOLOGICE CE TREBUIE ADUSE CUPTORULUI

3.1. *Instalația de alimentare cu aer pentru ardere.* Debitele de aer necesar arderii vechiului și noului combustibil sînt

$$D_a = B \cdot \alpha \cdot L_0, \tag{10}$$

și

$$D'_a = \Psi \cdot \frac{\alpha'}{\alpha} \cdot \frac{P'_{ci}}{P_{ci}} \cdot \frac{r}{r'} \cdot D_a \cdots \tag{11}$$

unde

$$r = \frac{P_{ci}}{L_0}. \tag{12}$$

Mărimea r are o valoare care variază în limite restrînse ($r \cong 945 - 1\,140$) funcție de natura combustibilului folosit [1]. Din (11) se remarcă că D'_a depinde în special de Ψ, valorile coeficienților de exces α și α' și puterile calorifice inferioare respective.

În cazul funcționării cu aer insuflat pierderile de presiune ce apar pe traseul de la ventilator pînă la intrarea în focar sînt pierderi de presiune :

— locale,

— datorită frecării,

— pentru învingerea presiunii geometrice.

În cazul că se mențin caracteristicile geometrice ale traseului pe care este vehiculat aerul pînă la arzător, pierderile de la ventilator pînă la intrarea în recuperator se pot scrie sub forma :

$$\Delta h'_{ir} = \Delta h_{ir} \cdot \frac{D'^2_a}{D^2_a}. \tag{13}$$

Pierderile de presiune în recuperator în noile condițiuni de preîncălzire a aerului, pînă la temperatura $T'_p = t'_p + 273°$, temperatura medie fiind T'_{mp}, este

$$\Delta h'_r = \Delta h_r \cdot \frac{D'^2_a}{D^2_a} \cdot \frac{T'_{mp}}{T_{mp}}. \tag{14}$$

Pierderea de presiune ce apare pe traseul de la recuperator la arzător este

$$\Delta h'_{dr} = \Delta h_{dr} \cdot \frac{D'^2_a}{D^2_a} \cdot \frac{T'_p}{T_p}. \tag{15}$$

Se pot neglija pierderile de presiune datorită presiunii geometrice. Dacă pierderea de presiune în noul arzător este $\Delta h'_{arz}$ atunci pierderea de presiune care va trebui învinsă de ventilator pentru a vehicula debitul D'_a, este :

$$\Delta h'_a = \frac{D'^2_a}{D^2_a}\left[\Delta h_{ir} + \Delta h_r \cdot \frac{T'_{mp}}{T_{mp}} + \Delta h'_{dr} \cdot \frac{T'_p}{T_p}\right] + \Delta h'_{arz}. \tag{16}$$

Chiar şi din relaţia aproximativă (15) rezultă că $\Delta h'_a$ nu poate fi dedusă simplist din Δh_a, această pierdere fiind funcţie în afară de geometria traseului încă de numeroşi factori. Ţinînd seama de valoarea pierderii de presiune $\Delta h'_a$ şi debitul D'_a, se alege un nou ventilator, se lasă vechiul ventilator dacă acesta corespunde noilor cerinţe, sau se modifică geometria traseului.

3.2. *Instalaţia de evacuat gazele de ardere din cuptor.* În situaţia folosirii noului şi vechiului combustibil debitele de gaze de ardere evacuate sînt

$$D_g = B \cdot V_g, \tag{17}$$

şi

$$D'_g = \Psi \cdot \frac{V'_g}{V_g} D_g. \tag{18}$$

Se poate demonstra cu uşurinţă că dacă gazele rezultate din arderea noului şi vechiului combustibil au aceleaşi proprietăţi radiante ($t_f = t'_f$, $t_e = t'_e$) diferenţa dintre D'_g şi D_g este dată practic numai de excesele de aer la care sînt arşi combustibilii.

Neglijînd cantităţile de aer fals aspirate în gazele de ardere şi considerînd aceeaşi repartiţie a temperaturii gazelor de ardere pe traseul*) pînă la baza coşului se poate obţine aproximativ pierderea de presiune — — în traseul pe care sînt vehiculate pînă la baza coşului — din

$$\Delta h'_g = (\Delta h_g - h_{geom}) \frac{D'^2_g}{D^2_g} + h_{geom}; \tag{19}$$

mărimea h_{geom} precizează suma pierderilor care apar datorită învingerii presiunii geometrice.

Prin determinarea mărimilor $\Delta h'_g$ şi D'_g se va constata dacă vechea instalaţie de tiraj face faţă noilor cerinţe. Astfel poate apărea necesitatea amplasării unui exhaustor, sau reglajul poziţiei şibărului.

În consecinţă, pentru a asigura aceeaşi productivitate Q_{hu} prin trecerea la noul combustibil, este necesar ca şi instalaţia de tiraj să creeze depresiunea $\Delta h'_g$ necesară evacuării gazelor din cuptor, adică să facă posibilă arderea cantităţii B′ de combustibil.

3.3. *Instalaţia de ardere a combustibilului.* Modificările care trebuie aduse arzătorului prin trecerea de la vechiul la noul combustibil pot fi importante şi diverse. Ele trebuie astfel făcute încît să permită obţinerea în spaţiul de lucru a aceluiaşi regim termic adecvat ca în cazul folosirii vechiului combustibil gazos.

Se poate spune că, în general, geometria arzătorului, depinde în mare măsură de puterea calorifică a combustibilului gazos, de presiunea sa disponibilă, de gradul de preîncălzire al aerului sau al combustibilului gazos şi de forma geometrică a camerei în care are loc procesul de ardere. Lungimea flăcării şi caracteristicile termice ale ei depind de asemenea de puterea calorifică a combustibilului gazos, de mărimea şi forma secţiunii

*) S-a admis că geometria traseului nu se schimbă.

de ieşire a amestecului combustibil gazos — aer, de gradul de amestecare a combustibilului cu aerul necesar arderii şi de viteza de propagare a flăcării (u_f). Viteza de propagare u_f este influenţată la rîndul ei de compoziţia combustibilului gazos, dimensiunile şi forma geometrică a secţiunii de ieşire a arzătorului, de gradul de preîncălzire a combustibilului şi aerului pentru ardere, de mărimea coeficientului de exces de aer, de gradul de turbulenţă al flăcării etc.

Practic este imposibil de a se da recomandări pentru modificările ce trebuie aduse arzătoarelor care să fie valabile pentru orice tip, avînd în vedere complexitatea diferită a diferiţilor factori şi influenţa lor reciprocă, care poate fi diferită în funcţie de tipul de arzător adoptat.

Pentru a avea totuşi o privire de ansamblu asupra modificărilor principale ce trebuie aduse instalaţiei de ardere, se va lua în discuţie un arzător cu ejecţie cu amestecarea totală a aerului cu combustibil gazos, unele concluzii fiind valabile şi pentru arzătoarele de tip atmosferic cu amestecarea parţială a aerului cu combustibil gazos.

Trebuie remarcat că în ultimul timp datorită numeroaselor avantaje pe care le prezintă acest tip de arzător a căpătat o extindere tot mai largă la cuptoare şi alte instalaţii, tinzînd să înlocuiască pe celelalte tipuri. De aceea credem că rezultatele care se vor prezenta, au o valabilitate lărgită faţă de cadrul lucrării.

După B. P. I m e n i t o v [2] elementele principale ale arzătorului cu ejecţie de bună calitate se pot calcula din formulele

$$\frac{S}{s} = m \cdot n, \tag{20}$$

$$p_g = \delta_1 \cdot h_s, \tag{21}$$

unde

m = coeficientul volumetric de injecţie,
n = coeficientul gravimetric de injecţie,
S = aria secţiunii de ieşire a amestecului gaz-aer, din arzător (m^2),
s = aria secţiunii de ieşire din ajutajul prin care este debitat combustibilul gazos (m^2),
p_g = presiunea combustibilului gazos la intrarea în arzător (kg/m^2),
δ_1 = coeficientul de rezistenţă al arzătorului.
h_s = presiunea dinamică a amestecului aer-combustibil gazos în secţiunea de ieşire din arzător (kg/m^2).

Relaţiile (19) şi (20) se pot pune sub o formă care să permită aprecierea rapidă a modificărilor ce trebuie aduse arzătorului prin schimbarea combustibilului gazos, cunoscîndu-se caracteristicile (puterea calorifică inferioară, greutatea specifică) a noului combustibil.

Ţinînd seama de (20), (21) şi (22) se poate scrie

$$x = \frac{S}{s} = \frac{(1 + b \cdot P_{ci})^2}{\gamma_g} \cdot \gamma_{am}, \tag{22}$$

şi

$$p_g = \xi_g \cdot \delta^2 \cdot \frac{(1 + b \cdot P_{ci})^2}{\gamma_g} \cdot \gamma_{am} h_s, \tag{23}$$

unde

$$b = \frac{\alpha}{r},$$

iar

ξ_g = coeficientul de rezistenţă al ajutajului combustibilului gazos,
δ = coeficientul de lucru al arzătorului*),
γ_{am} = greutatea specifică a amestecului aer — combustibil gazos la ieşirea din arzător (kg/Nm³),
γ_g = greutatea specifică a combustibilului gazos (kg/m³).

După cum se remarcă din relaţiile (22) şi (23) caracteristicile injectorului depind de caracteristicile combustibilului (P_{ci}, γ_g, r) coeficientul de exces de aer α, precum şi de viteza de ieşire din arzător a amestecului aer — combustibil gazos (h_s).

O problemă esenţială în funcţionarea sigură a arzătorului este asigurarea stabilităţii flăcării, pe care o putem caracteriza în primul rînd prin încărcarea termică a suprafeţei de ieşire a arzătorului (q_T). În cazul că q_T depăşeşte valoarea limită pentru tipul de combustibil şi arzător considerat, flacăra se poate rupe**).

Dacă q_T are o valoare mai mică decît limita inferioară admisibilă, poate avea loc fenomenul de întoarcere a flăcării care este deosebit de periculos.

După cum se ştie, valorile acestor două limite sînt funcţie de viteza de propagare a flăcării, puterea calorifică şi consumul combustibilului gazos. Nu trebuie uitat însă că şi μ_f depinde de numeroşi factori care au fost amintiţi anterior.

Încărcarea termică q_T rezultă din relaţia

$$q_T = \frac{N_T}{S}, \tag{24}$$

unde $N_T = B \cdot P_{ci}$ reprezintă puterea termică a arzătorului (kcal/h).

Consumul orar de combustibil B în cazurile curente, la care nu se atinge viteza critică în ajutajul combustibilului gazos, se poate scrie sub forma :

$$B \cong \mu \cdot s \cdot \sqrt{\frac{p_g}{\gamma_g}}, \tag{25}$$

în care μ = coeficientul de debit al ajutajului.

---

*) Pentru arzătoarele Stalproekt $\delta \cong 1$.

**) Unii autori caracterizează stabilitatea flăcării prin vitezele limită la ieşirea din arzător ale amestecului aer — combustibil, ceea ce este echivalent cu încărcările limită q_T pentru combustibilul dat, ars la excesele de aer uzuale.

Ținînd seama de (22) și (25), relația (24) devine

$$q_T = \mu \cdot \frac{P_{ci}}{(1 + b \cdot P_{ci})^2} \cdot \frac{\sqrt{\gamma_g}}{\gamma_{am}} \cdot \sqrt{p_g} \tag{26}$$

Cunoscînd valorile limită ale încărcării q_T, se poate obține p_g din (26) care să permită o funcționare normală a arzătorului.

Dacă se determină raportul Ψ după metodicile prezentate la paragrafele 1 și 2, se poate obține ușor factorul de conversiune

$$a = \Psi \cdot \frac{P'_{ci}}{P_{ci}} = \frac{N_T}{N'_T}, \tag{27}$$

care reprezintă raportul puterilor termice a arzătoarelor ce se impune prin trecerea de la vechiul la noul combustibil.

Din (24) și (26) rezultă că:

$$a = \frac{\mu'}{\mu} \cdot \frac{P'_{ci}}{P_{ci}} \cdot \left(\frac{1 + b \cdot P_{ci}}{1 + b' \cdot P'_{ci}}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{\gamma'_g}{\gamma_g}} \cdot \sqrt{\frac{p'_g}{p_g}} \cdot \frac{\gamma_{am}}{\gamma'_{am}} \cdot \frac{S'}{S}. \tag{28}$$

În cazul combustibililor gazoși bogați la care P_{ci} nu diferă mult de P'_{ci} se poate considera

$$\left(\frac{1 + b \cdot P_{ci}}{1 + b' \cdot P'_{ci}}\right)^2 = \left(\frac{b \cdot P_{ci}}{b' \cdot P'_{ci}}\right)^2. \tag{29}$$

În general se poate lua $\frac{\mu'}{\mu} \cong 1$ și atunci cînd și $\frac{\gamma_{am}}{\gamma'_{am}} = 1$.

Cu aceste simplificări relația (28) devine

$$a = \sqrt{\frac{p'_g}{p_g}} \cdot \frac{S'}{S} \cdot \frac{W}{W'} \cdot \frac{\alpha^2}{\alpha'^2} \cdot \frac{r'^2}{r^2}, \tag{30}$$

în care $W = \frac{P_{ci}}{\sqrt{\gamma_g}}$ și $W' = \frac{P'_{ci}}{\sqrt{\gamma'_g}}$ sînt indicii lui Wobbe pentru combustibilii gazoși considerați.

În concluzie, în trecerea de la vechiul la noul combustibil rapoartele $\frac{p'_g}{p_g}$ și $\frac{S'}{S}$ sînt funcție în primul rînd de indicii lui Wobbe W, W' și mărimea a.

În general în calculele la care se cere o exactitate mai mare se recomandă aplicarea relației

$$\frac{S'}{S} = a \cdot \frac{W'}{W} \cdot \frac{e'}{e} \sqrt{\frac{p_g}{p'_g}}, \tag{31}$$

unde

$$e' = \left(\frac{1}{P'_{ci}} + b\right)^2 \text{ și } e = \left(\frac{1}{P_{ci}} + b\right)^2.$$

Mărimile e' și e se pot calcula dintr-o nomogramă adecvată.

În mod similar, raportul $\frac{x'}{x}$ se poate pune sub forma :

$$\frac{x'}{x} = \frac{e'}{e} \cdot \left(\frac{W'}{W}\right)^2. \tag{32}$$

Ţinînd seama de relaţiile (30) şi (32) se poate obţine

$$\frac{s'}{s} = a \cdot \frac{W}{W'} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_0'}}, \tag{33}$$

din care rezultă că şi mărimea secţiunii de ieşire a noului combustibil din ajutaj este funcţie în esenţă, de coeficientul a şi indicii lui Wobbe ai combustibililor gazoşi consideraţi.

CONCLUZII

Articolul îşi propune să arate care sînt modificările şi cum trebuie făcute, atunci cînd se schimbă combustibilul gazos cu care funcţionează cuptoarele metalurgice.

În partea întîi a lucrării se arată modul de calcul al raportului dintre noul şi vechiul consum orar de combustibil gazos.

Ţinînd seama de condiţiile de schimb de căldură din spaţiul de lucru, se indică modul în care este necesar să se determine temperatura t_f' astfel ca prin folosirea noului combustibil productivitatea cuptorului să nu scadă. Se dau valori cantitative asupra diferenţierilor ce apar între coeficienţii de radiaţie a gazelor provenite din arderea combustibililor gazoşi folosiţi uzual.

În partea a doua a lucrării se prezintă principalele modificări organologice ce apar la cuptor, datorită folosirii noului combustibil. Ele se referă la instalaţiile de :

— alimentare cu aerul necesar arderii,
— evacuarea gazelor de ardere din cuptor şi
— arderea combustibilului.

Se insistă mai mult asupra ultimului punct, prezentîndu-se arzătoarele cu ejecţie care datorită numeroaselor lor calităţi capătă astăzi o aplicabilitate tot mai largă la cuptoare. Rezultă astfel că raportul principalelor caracteristici geometrice ale noului şi vechiului combustibil depind în special de factorul de conversiune a şi cifrele lui Wobbe.

ЗАМЕНА ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧАХ

РЕЗЮМЕ

В первой части статьи показывается, как производится расчет соотношения между часовым расходом нового и прежнего топлива.

Учитывая условия теплообмена в рабочем пространстве, авторы указывают, каким способом необходимо определять температуру t'_f так, чтобы в результате использования нового топлива производительность печи не падала. Даются количественные значения расхождений, возникающих между коэффициентами излучения газов, происходящих от горения обычно применяемого газообразного топлива.

Во второй части статьи приводятся основные органические изменения, возникающие в печи при использовании нового топлива. Они относятся к установкам для подвода воздуха, необходимого для горения, выпуска дымовых газов из печи и горения топлива.

Более подробно рассматриваются установки для горения топлива. Представляются эжекторные горелки, которые, благодаря своим многочисленным качествам, в настоящее время все более широко используются для печей. Таким образом, вытекает, что соотношение главных геометрических характеристик новой и старой горелок зависит от фактора конверсии и от цифр Воббе.

SUBSTITUTION DES COMBUSTIBLES GAZEUX AUX COMBUSTIBLES LIQUIDES DANS LES FOURS MÉTALLURGIQUES

RÉSUMÉ

Dans la première partie de l'article, les auteurs montrent comment on calcule le rapport entre les consommations par heure du nouveau et de l'ancien combustible. En tenant compte des conditions d'échange de chaleur dans l'espace de travail, ils indiquent de quelle manière il faut déterminer la température t'_f, afin que la productivité du four ne diminue pas, par suite de l'utilisation du nouveau combustible. Ils fournissent des valeurs quantitatives en ce qui concerne les différences apparaissant entre les coefficients de radiation des gaz provenus de la combustion des combustibles gazeux usuels.

Dans la seconde partie de l'article, sont présentées les principales modifications organiques entraînées par l'emploi du nouveau combustible. Elles se réfèrent aux installations pour :

— l'alimentation d'air nécessaire à la combustion ;
— l'évacuation des gaz de combustion ;
— la combustion.

C'est sur le dernier point que les auteurs insistent ; ils présentent les brûleurs à éjection qui, par suite de leurs multiples qualités, jouissent déjà d'un emploi toujours plus étendu. Il s'ensuit que le rapport entre les principales caractéristiques géométriques du nouveau et de l'ancien brûleur dépend, avant tout, du facteur de conversion et des indices de Wobbe.

BIBLIOGRAFIE

1. А. В. Кавадеров, А. И. Ващенко, *Тепловая работа пламенных печей.* Металлургиздат, Москва, 1956.
2. Б. П. Именитов, *Инжекционные горелки с подогревом газа и воздуха.* За экономию топлива, 8 (1948).
3. M. P. Delbourg, *Caractéristiques de combustion et l'utilisation du gaz manufacturé et du gaz naturel.* Compte rendu du 76e Congrès de l'industrie du gaz, 693—719 (1959).

STUDIUL UNOR PARAMETRI FUNCŢIONALI AI TURBIONATORULUI FRIGORIFIC*)

DE

I. SPAHIU şi I. CSERVENY

Publicaţiile recente asupra efectului Ranque [1], [2] continuă precizarea a noi domenii de aplicare tehnică a aparatului denumit în lucrarea de faţă *turbionator frigorific*. In acest scop interesează nu numai modul de dimensionare a aparatului [3] ci şi alegerea regimurilor de funcţionare optime.

Ne propunem să prezentăm principalii parametri funcţionali ce trebuie luaţi în considerare la încadrarea turbionatorului într-o anumită schemă de funcţionare, în scopul producerii frigului. Cercetarea experimentală a fost efectuată pe un turbionator frigorific de dimensiuni mari (diametrul camerei de turbionare $\varnothing = 170$ mm) funcţionînd pe gaz metan la presiuni pînă la 40 ats., amplasat la Staţiunea experimentală Saroş a Institutului de energetică al Academiei R.P.R.

Datele prezentate pot fi utilizate şi pentru proiectarea şi exploatarea raţională a turbionatorului frigorific.

1. PARAMETRII FUNCŢIONALI AI TURBIONATORULUI

Funcţionarea globală a turbionatorului frigorific este caracterizată în primul rînd de mărimile intensive (mărimile de stare a gazului la intrarea şi cele două ieşiri din aparat) şi în al doilea rînd de mărimile extensive (debitul volumetric, ş.a.) care duc la determinarea dimensiunilor optime ale aparatului [3].

În timp ce cele trei presiuni p_0, p_c, p_R pot lua valori independente, dictate de condiţiile din conductele (sau rezervoarele) cu care este legat

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de termoenergetică din ziua de 22 iunie 1961.

turbionatorul în funcţionarea staţionară, temperaturile corespunzătoare t_0, t_c, t_R nu pot varia independent ci sînt legate prin bilanţul energetic.

$$G_0 i_0 = G_R i_R + G_c i_c , \tag{1}$$

$$i_0 = \mu i_R + (1 - \mu) i_c , \tag{1'}$$

exprimat în ecuaţia (1) pentru cazul cînd schimbul de căldură al aparatului cu mediul exterior poate fi neglijat (fig. 1).

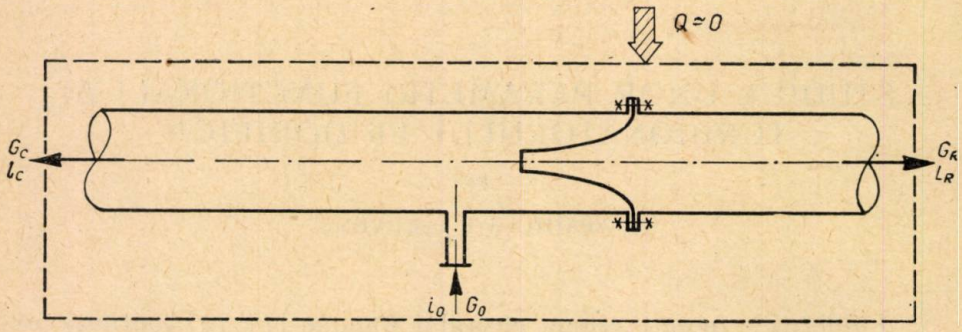


Fig. 1. — Schema turbionatorului frigorific.

Scrierea simplificată [4] a ecuaţiei (1') sub forma

$$t_0 = \mu t_R + (1 - \mu) t_c , \tag{1''}$$

este inadmisibilă deoarece conţine două aproximaţii :

— se admite C_p = constant,

— se neglijează efectul Joule-Thomson.

Această a doua aproximaţie afectează sensibil bilanţul energetic scris sub forma (1').

Comparînd răcirea gazului evacuat din tubul rece cu încălzirea gazului în celălalt tub, se constată, în ipoteza funcţionării adiabatice a turbionatorului, egalitatea celor două cantităţi de căldură.

$$Q_R = \mu (i_0 - i_R) , \tag{2}$$

$$Q_c = (1 - \mu) (i_c - i_0) , \tag{2'}$$

$$Q_{Rc} = Q_R = Q_c = \mu(1 - \mu) (i_c - i_R) . \tag{2''}$$

Cantitatea de căldură Q_{Rc} caracterizează global fenomenul de separare din aparat şi reprezintă echivalentul caloric al energiei (cinetice [5]) care trece de la curentul rece la cel cald.

La determinarea efectivă a temperaturilor t_R şi t_c, respectiv a *producţiei de frig* a turbionatorului trebuie ţinut cont de efectul Joule-Thomson care se suprapune fenomenului de separare discutat mai sus. Acest

lucru se observă în diagrama *i-s* (fig. 2) din forma izotermelor care diferă sensibil de drepte orizontale pentru metan în domeniul în care au fost efectuate experimentările.

Din diagrama prezentată în figura 2 se poate constata uşor că, creşterea de entropie $\Delta S = S_2 - S_1$ care însoţeşte fenomenul din turbionator are o valoare ridicată, dar totuşi, inferioară creşterii de entropie $\Delta S_i = S_3 - S_1$

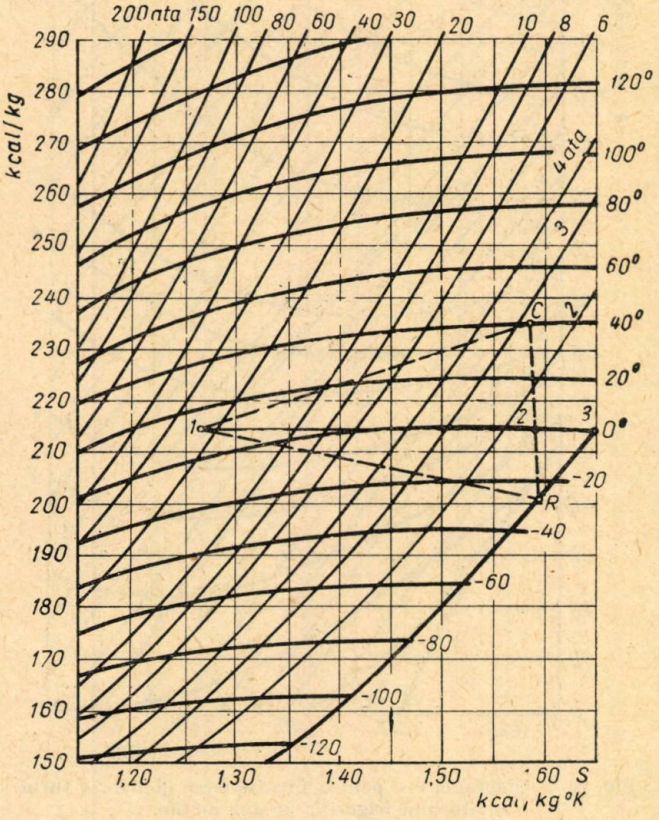


Fig. 2. — Diagrama *i-s* pentru funcţionarea globală a turbionatorului frigorific pe gaz metan.

datorită unei laminări între aceleaşi limite de presiuni; entropia gazului în punctul 2 este

$$S_2 = \mu S_R + (1 - \mu) S_c. \tag{3}$$

Întrucît în această lucrare tubul Ranque este cercetat din punctul de vedere al producerii frigului iar gazul metan cald obţinut este *un produs secundar*, ce ar putea fi folosit în procese de ardere, este interesant de văzut în ce măsură scăderea de presiune este compensată de creşterea de temperatură, de la punctul 1 la punctul *c* (fig. 2).

Reprezentînd cele trei puncte ce caracterizează funcţionarea globală a aparatului, într-o diagramă energie utilizabilă — entropie (fig. 3) se obţine o imagine sugestivă a funcţionării pronunţat ireversibile a aparatului.

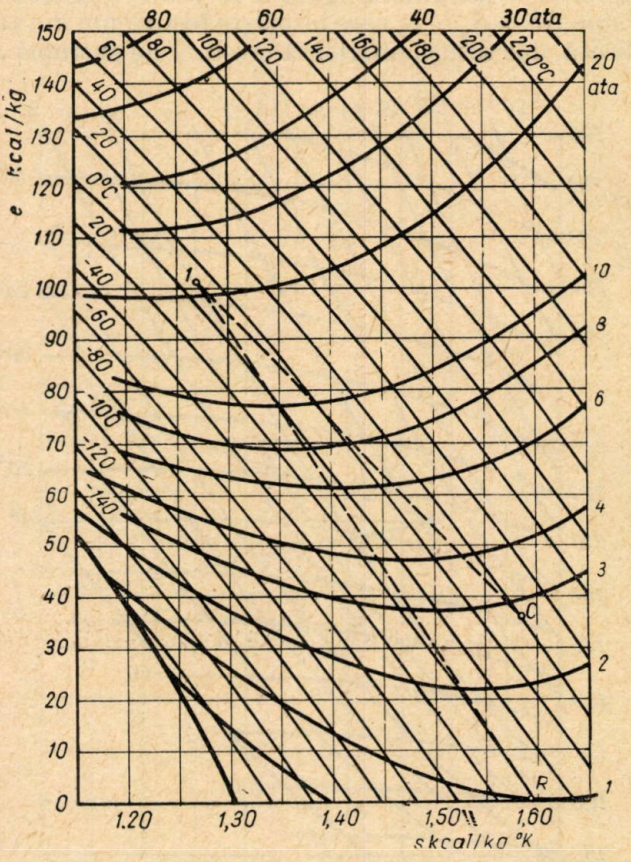


Fig. 3. — Diagrama *e-s* pentru funcţionarea globală a turbionatorului frigorific pe gaz metan.

Dintre numeroasele scheme echivalente ce pot fi concepute pentru a reflecta funcţionarea globală a turbionatorului [6], adoptăm pe cea prezentată în figura 4, schemă la care sîntem conduşi de faptul că procesul din turbionator poate fi considerat (din punctul de vedere al funcţionării globale) ca trecerea unei cantităţi de căldură Q_{RC} de la gazul *rece* la cel *cald*, urmată de laminarea celor doi curenţi de gaz. În această schemă procesul din tubul cald este comparat cu o compresie ideală urmată de o laminare, iar cel din tubul rece, cu o destindere izentropică urmată tot de o laminare. Cele două maşini ipotetice (compresorul şi turbina) sînt considerate cuplate, lucrul mecanic ce trece de la turbină la compresor fiind echivalent cu cantitatea de căldură Q_{RC}.

Întrucît considerațiile în legătură cu eficiența turbionatorului frigorific [6] depășesc cadrul lucrării de față, schema de mai sus (fig. 4) va servi numai pentru a permite o mai ușoară înțelegere a influenței parametrilor funcționali.

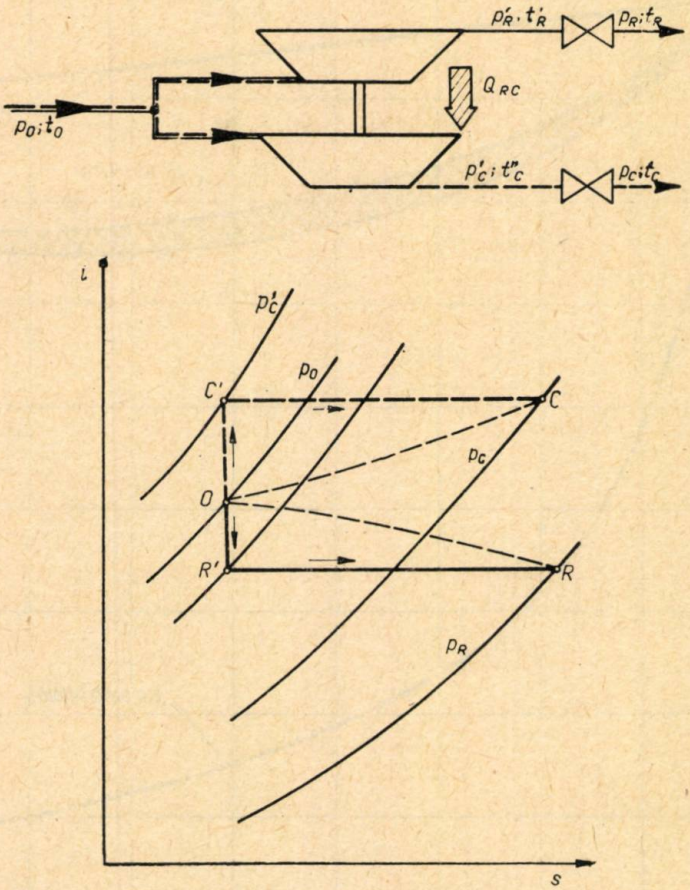


Fig. 4. — Schema echivalentă a procesului din turbionator.

Efectul frigorific obținut în turbionator poate fi comparat (fig. 5) cu cel obținut în condiții similare prin destinderea într-o turbină, respectiv printr-o simplă laminare.

În figura 5 sînt reprezentante temperaturile minime atinse în diferitele variante constructive [3] ale turbionatorului funcție de raportul de destindere p_0/p_r și cele atinse prin laminare sau destindere izentropică pentru aceleași condiții inițiale și finale din punctul de vedere al presiunilor. De remarcat că datorită condițiilor specifice în care au fost efectuate experiențele [3] (presiuni ale gazului metan relativ mari 5—40 ats) dia-

grama prezentată în figura 5 diferă întrucîtva de rezultatele altor cercetători [5].

Din figura 5 se observă că începînd de la presiunea de 25 ats. efectul

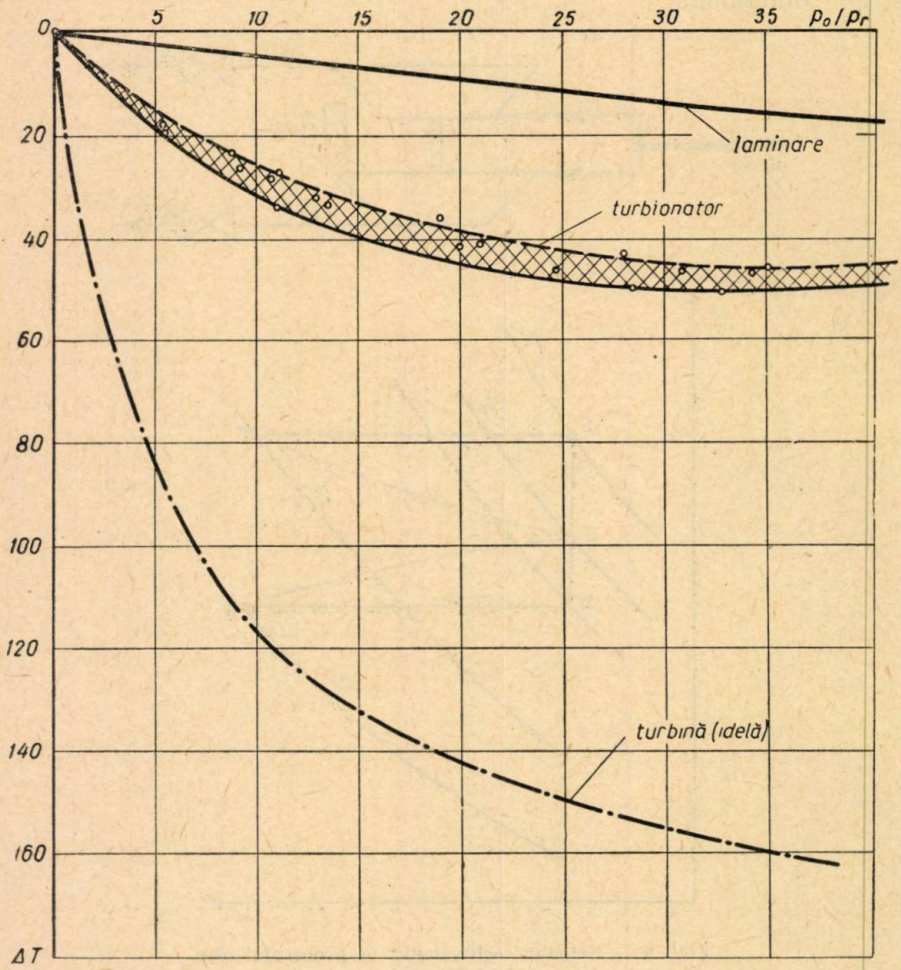


Fig. 5. — Comparaţie între efectul frigorific obţinut în turbionator şi cel obţinut într-o turbină, respectiv într-o laminare.

separării turbionare începe să fie atenuat, (plaja punctelor determinate experimental pare a avea un maxim în zona $25 < \frac{p_0}{p_R} < 40$), ceea ce se explică prin faptul că raportul $\frac{D}{d}$ a fost ales (relaţia (5) [3]) pentru această valoare a raportului de destindere; în timp ce din diagrama prezentată în [5] curbele au o aliură continuu crescătoare.

Specific turbionatorului este că, numai o fracțiune din debitul total de gaz ce intră în aparat atinge temperatura t_R, reprezentată în diagrame similare celei din figura 5, spre deosebire de procesul de laminare, și destindere într-o turbină ideală, procese în care întreg debitul atinge temperatura t_R. Trebuie remarcat că, răcirea gazului produsă prin destinderea în turbina ideală este favorizată de faptul că se extrage lucru mecanic de la gazul ce constituie fluidul de lucru al turbinei.

2. REZULTATELE EXPERIMENTĂRILOR

Funcționarea unui turbionator frigorific de construcție și dimensiuni date, într-un regim staționar, este determinată de starea gazului la intrarea în aparat (t_0 și p_0) și de presiunile p_c și p_R la cele două ieșiri din aparat. Cele patru mărimi amintite reprezintă *condițiile la limită* ale problemei ele definind univoc regimul de funcționare al turbionatorului, temperaturile t_c, t_R, debitele G_0, G_c, G_r și diferitele funcții ale celor 9 parametri de mai sus, printre care și pe Q_{Rc}.

Pentru a obține reprezentări mai sugestive vom utiliza în locul presiunilor absolute rapoartele

$$\frac{p_0}{p_R} \text{ și } \frac{p_c}{p_R}$$

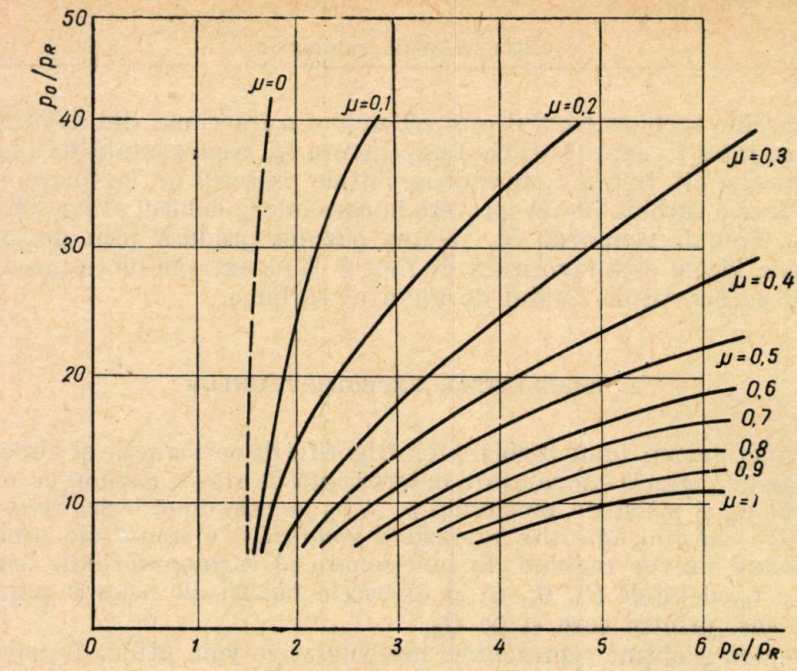
care determină regimul de funcționare (precizarea suplimentară a valorii absolute de exemplu a p_R este utilă pentru a scoate în evidență diferența dintre proprietățile reale ale gazului și cele ale unui gaz perfect). În ceea ce privește temperaturile, rapoartele cele mai interesante sînt $\frac{T_R}{T_0}$ și $\frac{T_c}{T_0}$ dar, deoarece T_0 a fost practic constant în timpul experimentărilor este posibilă prezentarea directă a temperaturilor t_R și t_c.

2.1. Repartiția debitelor

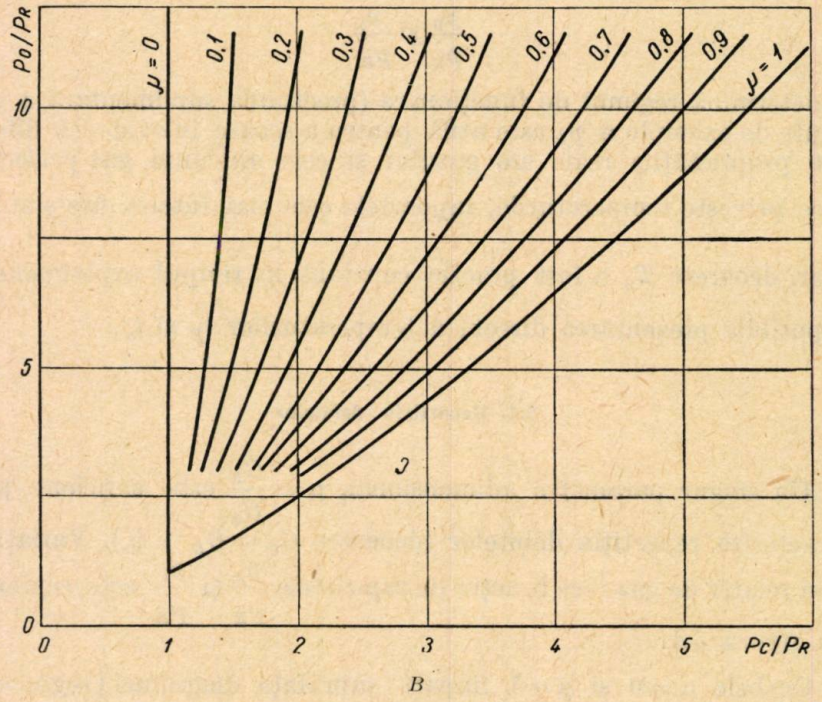
Un singur parametru adimensional, $\mu = \frac{G_R}{G_0}$ este suficient pentru a caracteriza repartiția debitelor (deoarece $G_0 = G_R + G_c$). Variația debitului relativ de gaz rece funcție de rapoartele $\frac{p_0}{p_R}$ și $\frac{p_c}{p_R}$ este reprezentată în figura 6*A*.

Curbele $\mu = 0$ și $\mu = 1$ împart suprafața diagramei $\left(\text{regiunea} \frac{p_c}{p_R}\right)$ în 3 domenii:

$\mu < 0$ corespunde regimului de ejecție (presiunea p_R este mai



A



B

Fig. 6. — Repartiția debitelor funcție de rapoartele $\frac{p_0}{p_R}$ și $\frac{p_c}{p_R}$.
A — pentru un turbionator în contracurent ; *B* — pentru un model teoretic.

mare decît presiunea din camera aparatului; prin tubul „rece" este aspirat gaz),

$0<\mu<1$ corespunde regimului de funcționare normal,

$\mu>1$ în această regiune funcționarea aparatului nu este posibilă.

Din simpla inspecție a diagramei (fig. 6*A*) rezultă influența hotărîtoare a raportului $\frac{p_e}{p_R}$ asupra repartiției debitelor. $\frac{p_e}{p_R}$ nu poate avea valori mai mari decît aproximativ $(0{,}5 \div 0{,}6)\frac{p_0}{p_R}$, cînd întregul debit este evacuat prin tubul *rece*. Micșorînd raportul $\frac{p_e}{p_R}$ scade μ, din ce în ce mai mult gaz este evacuat prin tubul *cald* pînă la o valoare $\frac{p_e}{p_R} > 1$ cînd $\mu = 0$; scăzînd în continuare raportul $\frac{p_e}{p_R}$ se inversează sensul circulației gazului în tubul rece și aparatul trece în regimul ejecție.

Se observă că pentru $\frac{p_e}{p_R} = \text{const.}$ mărirea raportului de destindere $\frac{p_0}{p_R}$ duce la scăderea debitului specific de gaz rece. Această constatare este în concordanță cu relația orientativă care leagă acești parametri de dimensiunile aparatului [3].

$$\frac{\mathcal{D}_R}{d} = k\sqrt{\mu\frac{p_0}{p_R}}, \tag{4}$$

unde pentru un aparat dat k, $\mathcal{D}_R$ și d sînt constante.

Este interesantă compararea diagramei discutate, obținute experimental cu un turbionator în contracurent, cu o diagramă analogă obținută pe cale teoretică. În acest scop vom utiliza rezultatele prezentate de Grodzovski și Kuznețov [7] care deduc cîmpurile de presiuni și temperaturi în secțiunea *finală* (de unde începînd, curenții de gaz rece și cald sînt separați de un perete cilindric de rază r) în următoarele ipoteze:

— în secțiunea inițială (în planul ajutajului tangențial) presiunea frînată și temperatura finală sînt constante pe secțiune iar cîmpurile de viteză și presiuni statice sînt date de legea vîrtejului ($\bar{r}\,\lambda_0 = \text{const.}$);

— în secțiunea finală temperatura statică este constantă iar vitezele au o componentă axială constantă neglijabilă în raport cu componenta tangențială care e proporțională cu raza;

— între cele două secțiuni se conservă masa, impulsul și energia totală iar forțele de frecare lipsesc;

— agentul de lucru este un gaz perfect.

Cîmpurile de presiune statică, densitate şi temperatura frînată în secţiunea finală rezultă din relaţiile :

$$\begin{cases} p = p_{\min}\, e^{\alpha \bar{r}^2}, \\ \rho = \rho_{\min}\, e^{\alpha \bar{r}^2}, \\ T^* = T_0\,[1 - \beta + \lambda\, \bar{r}^2], \end{cases} \tag{5}$$

unde :

$$\begin{cases} \alpha = \dfrac{\dfrac{\varkappa}{\varkappa+1}\,\lambda_0^2 \left(\dfrac{w_n}{w_0}\right)^2}{1 - \dfrac{x-1}{x+1}\,\lambda_2^0 \dfrac{w_n}{w_0}}, \\ \beta = \dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\,\lambda_2^0 \dfrac{w_n}{w_0} \\ \gamma = \dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\,\lambda_2^0 \left(\dfrac{w_n}{w_0}\right)^2 \end{cases} \tag{6}$$

parametrii α, β şi γ depind numai de natura gazului ($\varkappa$) şi de viteza (raportată la cea critică) λ_0 la ieşirea din ajutajul tangenţial ; deoarece $\dfrac{w_n}{w_0}$, raportul vitezelor tangenţiale la periferie în secţiunile finală şi iniţială poate fi calculat funcţie de acestea din relaţia (7)

$$\begin{cases} \psi = \dfrac{\varkappa}{\varkappa - 1} \dfrac{\left(\dfrac{w_n}{w_0}\right)^2}{\dfrac{1}{\dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\,\lambda_0^2} - \dfrac{w_n}{w_0}}, \\ \dfrac{w_0}{w_n} - \dfrac{e^{\psi}}{e^{\psi} - 1} + \dfrac{1}{\psi} = 0. \end{cases} \tag{7}$$

Constanta $p_{\min}$ din ecuaţia (5) poate fi calculată aplicînd ecuaţia impulsului cantităţii de gaz care se scurge în regim staţionar între secţiunea iniţială şi finală.

$$p_{\min} \int_0^1 e^{\alpha \bar{r}^2} \bar{r}\, d\bar{r} = p_0 \int_{\lambda_0 \sqrt{\frac{\varkappa-1}{\varkappa+1}}}^1 \left(1 - \frac{\varkappa - 1}{\varkappa + 1}\,\lambda_0^2 \frac{1}{\bar{r}^2}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \bar{r} d\bar{r}. \tag{8}$$

Urmărind consecvent lucrarea lui Grodzovschi şi Kuznecov [7] ar trebui să admitem lipsa forţelor de frecare şi în tuburile cald

şi rece ale turbionatorului calculînd presiunile care domnesc în acestea ca medii pe secţiune

$$\begin{cases} p_R = p_{\min} \dfrac{e^{\alpha \bar{r}^2} - 1}{\alpha \bar{r}^2}, \\ p_c = p_{\min} \dfrac{e^{\alpha} - e^{\alpha \bar{r}^2}}{\alpha(1 - \bar{r}^2)}, \end{cases}$$

dar considerăm că ne apropiem mai mult de realitate prin ipoteza egalităţii presiunii în tub cu presiunea cea mai mică a gazului care va intra în tubul respectiv, din secţiunea „finală" a camerei aparatului

$$\begin{cases} p_R = p_{\min}, \\ p_c = p_{\min} e^{\alpha \bar{r}^2}. \end{cases} \tag{9}$$

În aceste condiţii rapoartele de presiuni reprezentate în abscisa şi ordonata figurilor 6, 7, 8 şi 9*b* se obţin din relaţiile (8) şi (9). Debitul relativ de gaz rece

$$\mu = \frac{\int_0^{\bar{r}} \rho \, \bar{r} \, d\bar{r}}{\int_0^1 \rho \, \bar{r} \, d\bar{r}} = \frac{e^{\alpha \bar{r}^2} - 1}{e^{\alpha} - 1}, \tag{10}$$

este reprezentat în figura 6*b*. Se observă că deşi a fost dedusă pe baza unor ipoteze pe care aparatul real în mod evident nu le satisface, diagrama B redă totuşi corect sensul în care este influenţată repartiţia debitelor de către cele două rapoarte de presiuni care determină regimul de funcţionare a aparatului.

2.2. Temperaturile obţinute

Temperaturile fluidului cald t_C respectiv rece t_R depind de rapoartele de presiuni $\frac{p_C}{p_R}$ şi $\frac{p_C}{p_R}$; pentru o valoare practic constantă a temperaturii t_0 la intrarea în aparat această dependenţă este reprezentată în figurile 7*A* şi 8*A*.

Temperatura t_c creşte cu *raportul de compresie al tubului cald* $\frac{p_C}{p_R}$ şi scade cu raportul de destindere iniţial $\frac{p_0}{p_R}$. Influenţa mai puternică o are raportul $\frac{p_C}{p_R}$.

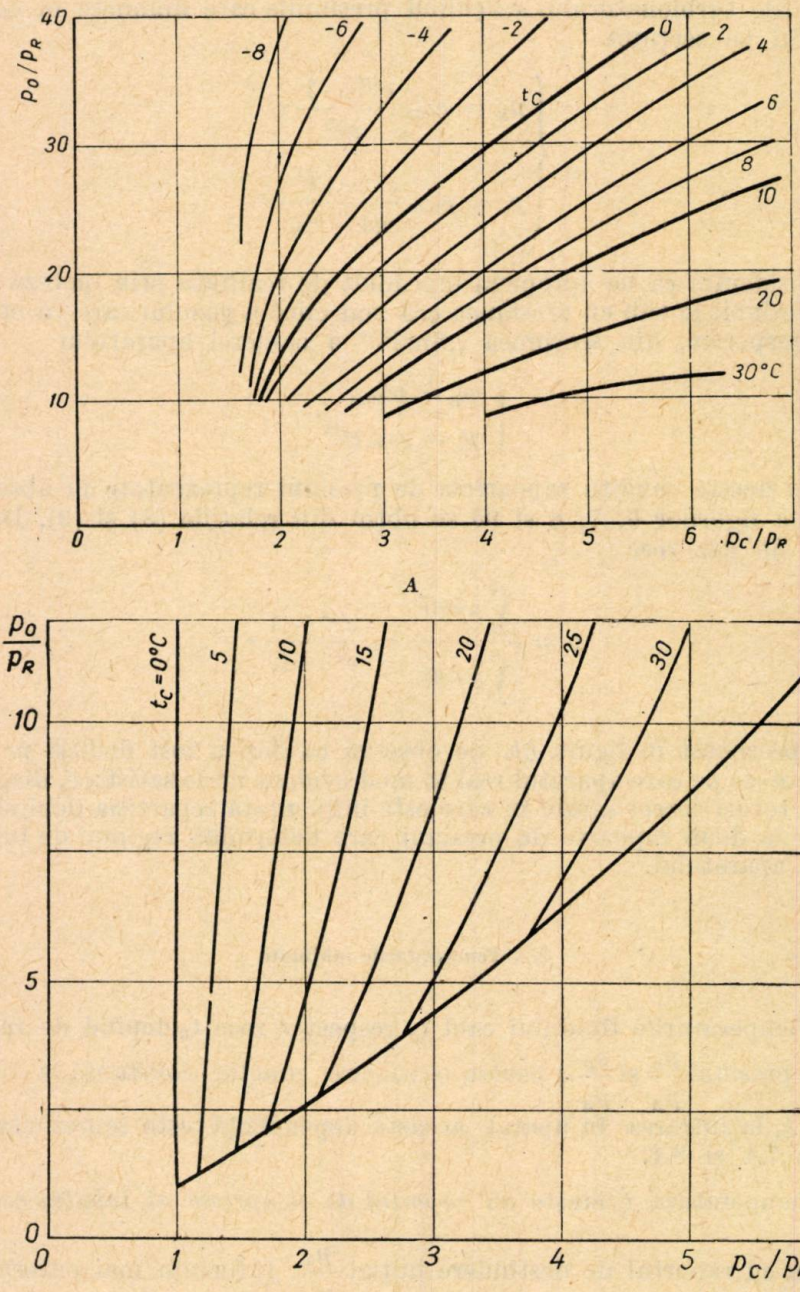
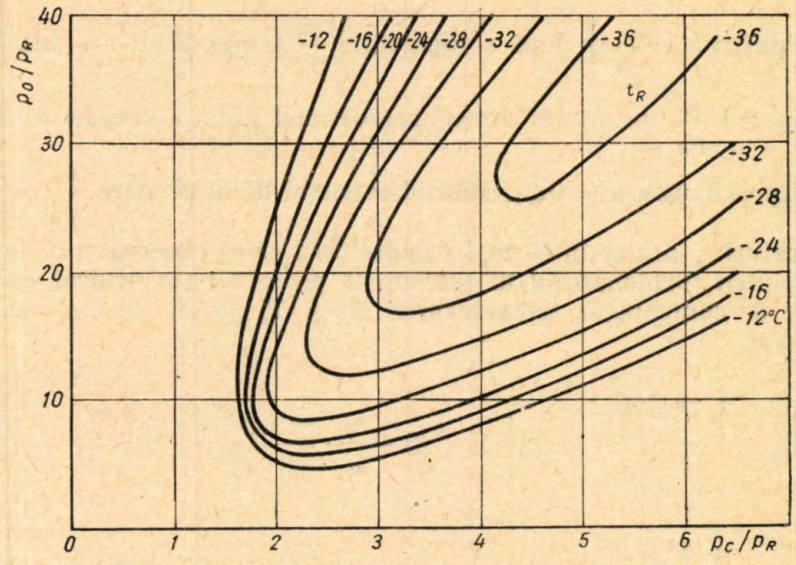
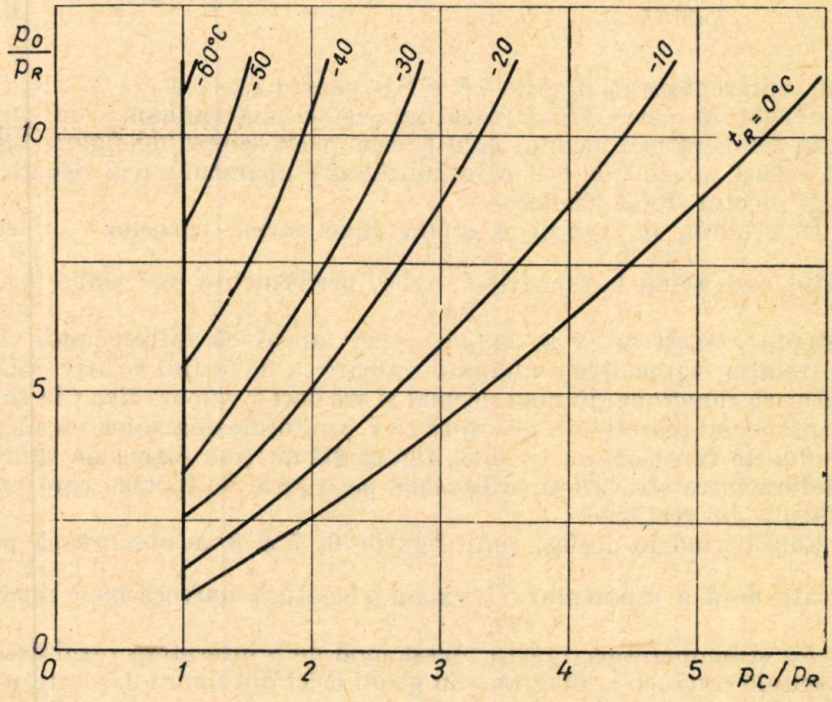


Fig. 7. — Temperatura t_e a gazului cald.
A — pentru un turbionator în contracurent; *B* — pentru un model teoretic.



A



B

Fig. 8. — Temperatura t_R a gazului rece.
A — pentru un turbionator în contracurent; B — pentru un model teoretic.

Pentru o valoare dată a raportului $\frac{p_0}{p_R}$ temperatura t_R atinge, cu variaţia lui $\frac{p_c}{p_R}$ un minim corespunzător unei anumite repartiţii a debitelor (aproximativ $\mu = 0{,}3$). Mărind raportul de destindere $\frac{p_0}{p_R}$ se obţin temperaturi t_R din ce în ce mai scăzute ceea ce se observă şi în figura 5.

Pentru turbionatorul în echicurent pe care l-am utilizat ca model teoretic de comparaţie, temperaturile T_R şi T_c pot fi calculate ca medii ponderate

$$\begin{cases} T_R = \dfrac{\int_0^{\bar{r}} T^* \rho \bar{r}\, d\bar{r}}{\int_0^{\bar{r}} \rho \bar{r}\, d\bar{r}} = T_0 \left[(1-\beta) + \dfrac{\gamma}{\alpha} \cdot \dfrac{e^{\alpha \bar{r}^2}(\alpha \bar{r}^2 - 1) + 1}{e^{\alpha \bar{r}^2} - 1} \right], \\ T_C = \dfrac{\int_{\bar{r}}^1 T^* \rho \bar{r}\, d\bar{r}}{\int_{\bar{r}}^1 \rho \bar{r}\, d\bar{r}} = T_0 \left[(1-\beta) + \dfrac{\gamma}{\alpha} \cdot \dfrac{e^{\alpha}(\alpha - 1) - e^{\alpha \bar{r}^2}(\alpha \bar{r} - 1)}{e^{\alpha} - e^{\alpha \bar{r}^2}} \right], \end{cases} \quad (11)$$

şi sînt reprezentate în figurile 7*B* şi 8B pentru cazul $T_0 = 273°\text{K}$.

Sensul în care influenţează rapoartele determinante de presiuni variaţia temperaturii gazului cald t_c este redat corect de figura 7*B* care diferă totuşi sensibil de cea corespunzătoare aparatului real deoarece neglijează efectul Joule-Thomson.

În schimb, în figurile 8 diferă chiar forma curbelor $t_R = \text{const.}$, aparatul real avînd la rapoarte $\frac{p_c}{p_R}$ mici, performanţe mai slabe decît era de aşteptat. Acest lucru se explică prin faptul că dimensiunea D_R se alege (relaţia (4)) pentru o anumită valoare a debitului relativ μ la care aparatul va funcţiona, în mod normal şi are deci o valoare fixă; în timp ce pentru modelul teoretic s-a presupus că $\bar{r}$ are totdeauna valoarea adecvată regimului de funcţionare. În plus, figura 8B nu ţine seama de transferul de căldură între straturi şi se bazează pe o serie de ipoteze care nu sînt satisfăcute în realitate.

Considerînd în acelaşi timp figurile 6, 7 şi 8 se observă că pentru o valoare dată a raportului $\frac{p_0}{p_R}$ există o legătură univocă între repartiţia debitelor şi temperaturi (t_R şi t_c). Acest mod de a interpreta rezultatele experimentale conduce la diagrame în genul celei din figura 9, foarte răspîndite în literatură.

Asemenea diagrame permit delimitarea netă a celor trei regimuri de funcţionare a aparatului: *normal*, *invers* şi *de ejecţie*.

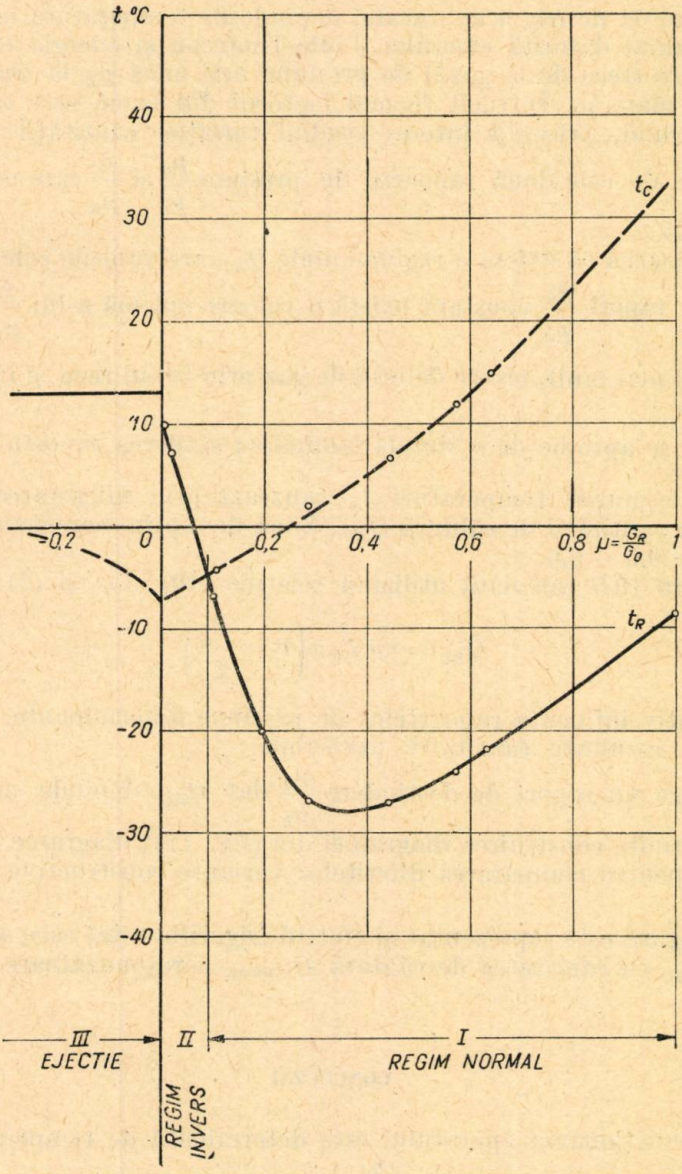


Fig. 9. — Dependența temperaturilor t_c și t_R de debitul relativ μ.

2.3. Producţia de frig a turbionatorului

Producţia de frig a aparatului depinde de temperatura la intrare t_0, răcirea gazului datorită efectului Joule-Thomson şi energia (echivalentă cu) Q_{RC} care trece de la gazul de presiune mai mică p_R la gazul de presiune mai mare p_c. Întrucît tocmai factorul din urmă este caracteristic turbionatorului, prezintă interes studiul variaţiei cantităţii de căldură Q_{RC} funcţie de cele două rapoarte de presiuni $\frac{p_0}{p_R}$ şi $\frac{p_c}{p_R}$ care pot influenţa mărimea ei.

Se observă că există o regiune unde Q_{RC} are valorile cele mai mari; pentru un raport $\frac{p_0}{p_R}$ constant există o valoare optimă a lui $\frac{p_c}{p_R}$. Mărind raportul $\frac{p_c}{p_R}$ mai mult, creşte debitul de gaz prin tubul rece şi funcţionarea aparatului se apropie de o simplă laminare; scăderea raportului $\frac{p_c}{p_R}$, deşi permite micşorarea temperaturii t_R cauzează prin micşorarea debitului micşorarea cantităţii de căldură Q_{RC}. Zona de optim corespunde de obicei la $\mu = 0{,}5 - 0{,}6$.

Figura $10B$ calculată utilizînd relaţiile (10) (11) şi (2) sub forma

$$Q_{RC} = cp\, T_0\, \mu \left(1 - \frac{T_R}{T_0}\right) \qquad (2^{IV})$$

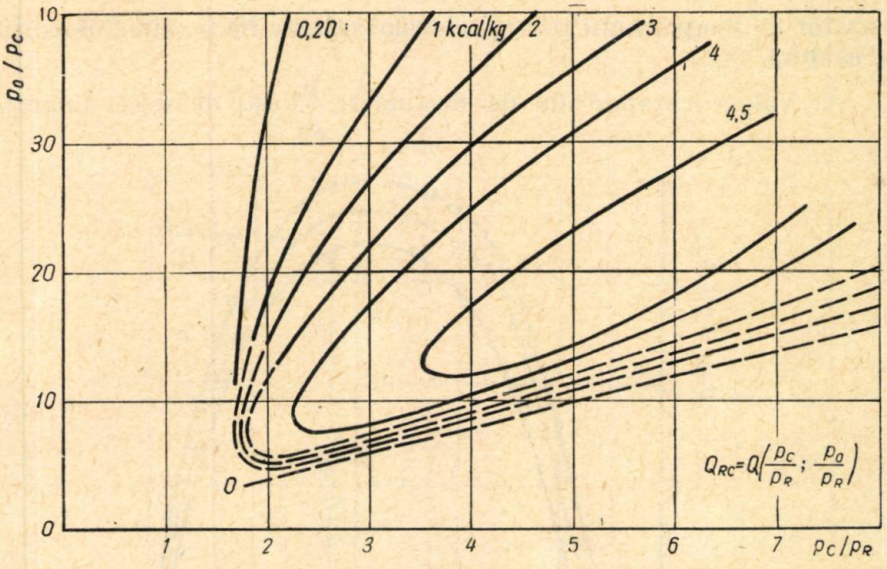
redă calitativ influenţa rapoartelor de presiune determinante, bineînţeles fără a da rezultate cantitativ utilizabile.

Pentru un raport de destindere $\frac{p_0}{p_R}$ dat Q_{RC} depinde numai de μ ceea ce permite construirea diagramei din (fig. 11); diagrame de acest fel sînt utile pentru compararea diferitelor variante constructive ale aparatului.

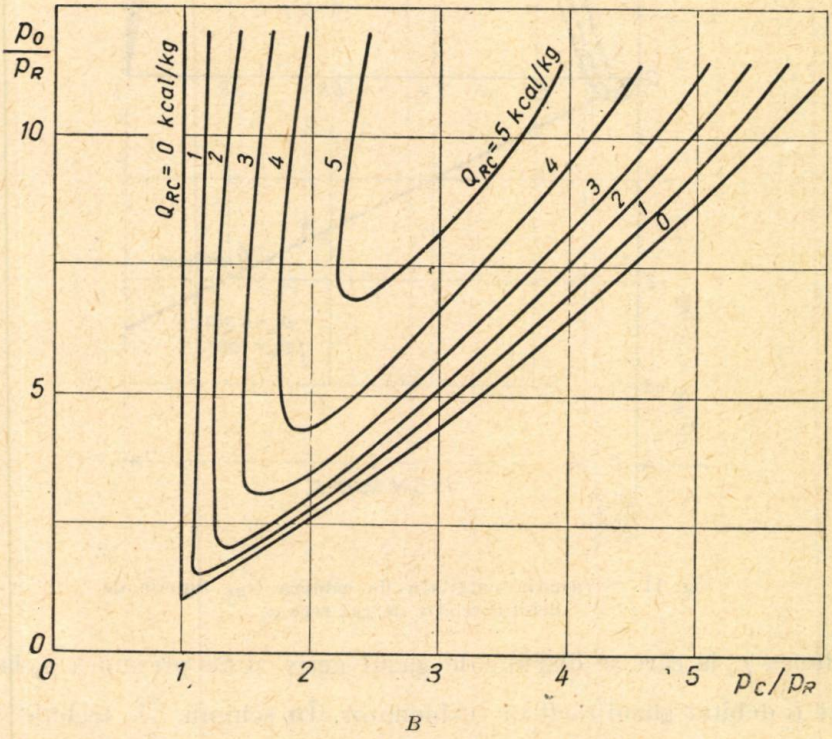
În figură este reprezentat şi efectul frigorific total care se obţine însumînd Q_{RC} cu cantitatea de căldură Q_{laminare} corespunzătoare răcirii prin laminare.

CONCLUZII

1. Funcţionarea aparatului este determinată de temperatura la intrare T_0, raportul de destindere $\frac{p_0}{p_R}$ şi raportul de compresie al tubului cald $\frac{p_c}{p_R}$. Valoarea lor optimă se alege funcţie de scopul urmărit cores-



A



B

Fig. 10. — Cantitatea de căldură Q_{RC} care trece de la gazul rece la cel cald. *A* — Pentru un turbionator în contracurent; *B* — Pentru un model teoretic

punzător fie temperaturii reci t_R celei mai scăzute fie maximului cantităţii de căldură Q_{RC}.

2. Valoarea raportului de destindere $\frac{p_0}{p_R}$ este de obicei limitată de

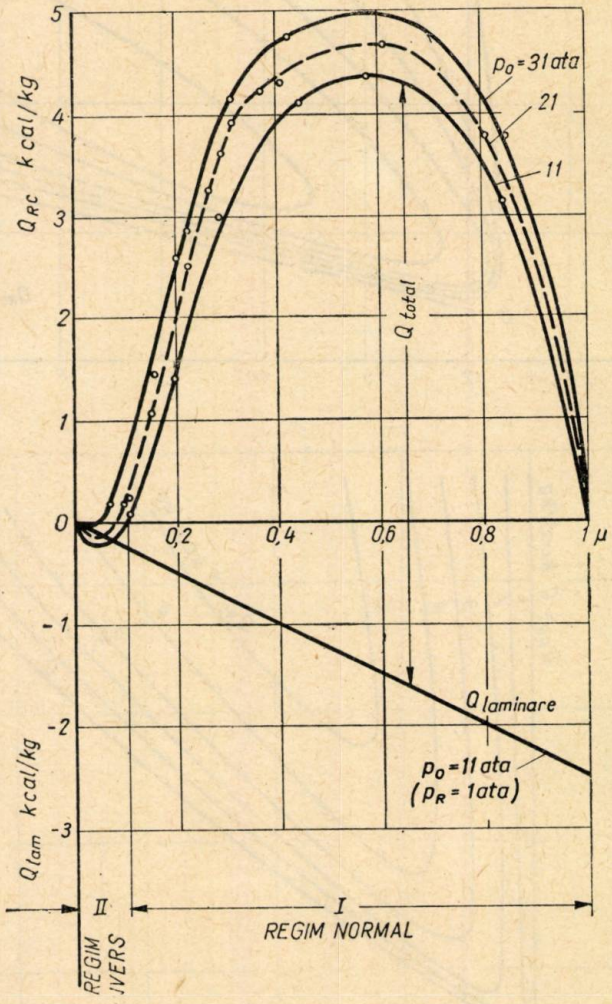


Fig. 11. — Variaţia cantităţii de căldură Q_{RC} funcţie de debitul relativ de gaz rece μ.

presiunea p_0 la care se dispune de gazul activ şi de presiunea p_R la care poate fi debitat gazul răcit în turbionator. În schimb, $\frac{p_0}{p_R}$ trebuie astfel reglat încît aparatul să ajungă într-o situaţie de funcţionare corespunză-

toare cel puțin unui optim relativ. De acest lucru trebuie să se țină seama conectînd tubul *cald* la o conductă în care presiunea să nu depășească p_c corespunzător la $\frac{p_c}{p_R}$ optim și care să permită evacuarea la această presiune a debitului $G_c = (1 - \mu)\, G_0$.

3. Valorile absolute ale presiunilor și debitelor joacă un rol însemnat la dimensionarea aparatului — debitele volumetrice nominale fiind determinante la calculul gabaritelor turbionatorului.

4. Comparînd performanțele globale ale aparatului cu valori calculate pe baza teoriei dezvoltate de Grodzovschi și Kuzneţov [7], se constată că acest model teoretic poate fi utilizat pentru unele raționamente calitative.

NOTAȚII PRINCIPALE

d	m	diametrul secțiunii minime a ajutajului tangențial,
e	kcal/kg	exergie,
i	kcal/kg	entalpie,
k		constantă,
p	ata	presiune absolută,
r	m	rază,
$\bar{r}$		rază raportată la raza camerei turbionatorului,
s	kcal/kg°K	entropie
t	°C	temperatură,
w	m/s	viteză,
$\mathcal{D}$	m	diametrul interior al tuburilor turbionatorului în contracurent,
D	m	diametrul interior al camerei turbionatorului,
G	kg/s	debit,
Q	kcal/kg	cantitate de căldură,
T	°K	temperatură absolută,
α, β, γ		funcții de $\varkappa$ și λ_0,
$\varkappa$		exponentul adiabatic,
λ		viteza raportată la cea critică,
μ		debitul relativ de gaz rece,
ρ	kgs/m²	densitate.

INDICI

o	intrarea în aparat
c	ieșirea din tubul *cald*
R	ieșirea din tubul *rece*
*	parametrii frînați

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ЗАВИХРИТЕЛЯ

РЕЗЮМЕ

Работа охлаждающего завихрителя точно установленной конструкции и размеров зависит от параметров газа при входе и от соотношения давлений $\frac{p_0}{p_R}$ и $\frac{p_c}{p_R}$. Рассматривается влияние указанных параметров на распределение дебитов, температур, холодных и горячих газовых потоков, а также и холода, полученного при помощи завихрителя с противотоком, работающего на газе метане. Приведенные данные могут быть использованы для рационального проектирования и при применении описанного прибора.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Схема охлаждающего завихрителя.

Рис. 2. — Диаграмма $u-c$ общей работы охлаждающего завихрителя на газе метане.

Рис. 3. — Диаграмма $e-c$ общей работы охлаждающего завихрителя на газе метане.

Рис. 4. — Эквивалентная схема процесса, протекающего в завихрителе.

Рис. 5. — Сравнение охлаждающего эффекта, полученного в завихрителе, и эффекта, полученного в турбине соответственно при дросселировании.

Рис. 6. — Распределение расходов в зависимости от соотношений $\frac{p_0}{p_R}$ и $\frac{p_c}{p_R}$; A — для завихрителя с противотоком, $Б$ — для теоретической модели.

Рис. 7. — Температура t_c горячего газа; A — для завихрителя с противотоком, $Б$ — для теоретической модели.

Рис. 8. — Температура холодного газа; A — для завихрителя с противотоком, $Б$ — для теоретической модели.

Рис. 9. — Зависимость температур t_c и t_R от относительного расхода μ.

Рис. 10. — Количество тепла Q_{RC}, переходящего от горячего газа к холодному; A — для завихрителя с противотоком, $Б$ — для теоретической модели.

Рис. 11. — Изменение количества тепла Q_{RC} в зависимости от относительного дебита холодного газа μ.

ÉTUDE DE QUELQUES PARAMÈTRES FONCTIONNELS DU TOURBILLONNEUR FRIGORIFIQUE

RÉSUMÉ

Le fonctionnement d'un tourbillonneur frigorifique, de construction et de dimensions bien précisées, dépend des paramètres du gaz à l'entrée et des rapports des pressions $\frac{p_0}{p_R}$ et $\frac{p_c}{p_R}$. Dans ce travail, les auteurs

discutent l'influence de ces paramètres sur la répartition des débits, des températures des courants de gaz froid et chaud ainsi que du froid fourni par un tourbillonneur à contre-courant, fonctionnant au gaz méthane. Les données fournies par les auteurs peuvent être utilisées aussi bien en exploitation que pour la construction rationnelle de l'appareil.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Schéma du tourbillonneur frigorifique.
Fig. 2. — Diagramme *i-s* pour le fonctionnement global du tourbillonneur frigorifique à gaz méthane.
Fig. 3. — Diagramme $e-s$ pour le fonctionnement global du tourbillonneur frigorifique à gaz méthane.
Fig. 4. — Schéma équivalent du processus ayant lieu dans le tourbillonneur.
Fig. 5. — Comparaison entre l'effet frigorifique produit par un tourbillonneur et celui obtenu dans une turbine, respectivement dans un laminage.
Fig. 6. — Répartition des débits en fonction des rapports $\frac{p_0}{p_R}$ et $\frac{p_c}{p_R}$.
A — pour un tourbillonneur à contre-courant;
B — pour un modèle théorique.
Fig. 7. — Température t_c du gaz chaud.
A — dans le cas d'un tourbillonneur à contre-courant;
B — dans le cas d'un modèle théorique.
Fig. 8. — Température t_R du gaz froid.
A — dans le cas d'un tourbillonneur à contre-courant;
B — dans le cas d'un modèle théorique.
Fig. 9. — Températures t_c et t_R en fonction du débit relatif μ.
Fig. 10. — Quantité de chaleur Q_{RC}, passant du gaz froid au gaz chaud.
A — dans le cas d'un tourbillonneur à contre-courant;
B — dans le cas d'un modèle théorique.
Fig. 11. — Variation de la quantité de chaleur Q_{RC} en fonction du débit relatif du gaz froid μ.

BIBLIOGRAFIE

1. В. Метенин, *Экспериментальное исследование рабочего процесса воздушной вихревой холодильной установки.* Холодильная техника, *4*, 15—20 (1959).
2. В. С. Мартыновский, А. М. Войтко, *Эффект Ранка при низких давлениях.* Теплоэнергетика, *2*, 80—85 (1961).
3. I. Spaniu, I. Cserveny, *Influenţa unor parametri constructivi asupra funcţionării turbionatorului frigorific.* Studii şi cercetări de energetică, **XI**, 3 (1961).
4. А. П. Меркулов, *Исследование вихревой трубы.* Журнал технической физики, *6*, 1271—1277 (1956).
5. В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев, *Исследование эффекта вихревого температурного разделения газов и паров.* Журнал Технической Физики, *10*, 2303—2316 (1956).
6. В. С. Мартыновский, Л. Мельзер, *О холодильном эффекте вихревой трубы.* Холодильная техника, *4*, 51—54 (1953).
7. Г. Л. Гродзовский, Ю. Е. Кузнецов, *К теории камары для вихревого охлаждения газового потока.* Известия Академии Наук СССР ОТН, *10*, 112 — 118 (1954).

COCS BRICHETE DIN CĂRBUNI NEAGLUTINANȚI SAU SLAB AGLUTINANȚI PRIN TRATAMENT TERMOCHIMIC

IV. VARIAȚIA REZISTENȚEI MECANICE A COCSULUI BRICHETE ÎN FUNCȚIE DE TIPUL ȘI PROCENTUL DE LIANT

DE

I. BLUM, I. NISTOR și C. IONESCU

Lucrările de fabricarea cocsului brichete după tehnologia nouă adoptată [1], publicate în lucrări anterioare [2], [3] au utilizat ca lianți bitumuri industriale parafinoase și neparafinoase.

Folosirea la brichetare a bitumului de petrol s-a dovedit avantajoasă, în condițiile țării noastre, cel mai indicat dovedindu-se a fi bitumul industrial parafinos.

În continuare s-a căutat să se stabilească care, dintre diferitele sorturi de aceste bitumuri, este liantul optim ce poate fi utilizat și caracteristicile tratamentului termic în funcție de natura și procentul de liant.

Utilizarea bitumurilor de petrol în aglomerarea mărunților se bazează pe proprietățile particulare ale acestora, fiind caracteristică pentru tehnica de brichetare cu liant lichid. În acest caz se obțin avantaje nete în comparație cu smoala : simplificarea manipulărilor la stocaj, desființarea instalațiilor de măcinare a smoalei și lipsa prafului iritant produs, simplicitatea și precizia dozajului liantului, calitatea mai constantă a brichetelor datorită stabilității caracteristicilor bitumului și a bunei repartiții în pastă [4] (smoala își modifică caracteristicile cînd este ținută timp mai îndelungat la 130—140°C) etc.

Din punct de vedere economic, experiența utilizării în paralel a bitumului și a smoalei de huilă sfărîmată, a demonstrat un preț mijlociu anual de revenire cu minimum 50% mai scăzut [5]. Fabricația cu bitum lichid aduce o scădere importantă a necesităților de material de înlocuire

prin uzură, față de cea cu smoala sfărîmată. Chiar utilizarea bitumului solid sfărîmat este mai avantajoasă față de cea a smoalei.

În cazul brichetării cu liant solid proprietățile particulare ale bitumurilor dau naștere la o serie de dificultăți tehnice — proastă măcinare, tendința de a se lipi în timpul și după măcinare, deformarea brichetelor la stocaj sau manipulare — care pot fi evitate prin utilizarea bitumurilor cu puncte de înmuiere foarte ridicate (> 90°C) sau alte tratamente speciale în tehnica de obținere a bitumului respectiv. S-au dovedit foarte bune amestecurile de diferiți lianți, de ex. : un amestec de 2/3 bitum de petrol și 1/3 smoală de lignit, de temperatură joasă, cu o capacitate de aglomerare superioară bitumului [6].

Lucrările efectuate în Franța, la o uzină pilot, cu bitum de distilare directă, au dat rezultate mai slabe decît cele cu bitum de cracare ale cărui caracteristici erau mai apropiate de ale smoalei (indice Conradson : 38, penetrație la 25°C : 2—3, înmuiere K.S. : 68°C).

Considerînd și aspectele menționate mai sus, s-au efectuat o serie de încercări, în laboratoarele de la Verneuil și Meurchin, pînă la scară semiindustrială, de utilizarea lianților mixti, în scopul atenuării inconvenientelor bitumului și realizării unui liant intermediar utilizabil cu bune rezultate (comportare la foc admisibilă, aspect frumos al brichetelor apropiat de cel al brichetelor cu smoală).

Studiul a arătat că smoalele și bitumurile nu sînt miscibile în orice proporții și această miscibilitate variază cu natura constituenților, punctul de fuziune al amestecului trecînd printr-un maximum, la un procent de 20—30% bitum.

Amestecuri utilizabile realizate [6] :

1 { 60% bitum de cracare 85/2 ; 40% smoală } → K.S. = 78 ; Penetrație 32—55

2 { 20% bitum de dezasfaltare 85/2,5 ; (80% smoală) } → K.S. = 76 ; Penetrație 29—55

Amestecul 1 este utilizabil doar pentru sezonul rece (< 18°C) pe cînd amestecul 2 se comportă aproape ca smoala de huilă. Așadar, din punct de vedere tehnic, lianții mixti reprezintă soluții valabile, însă care s-au dovedit neeconomice (cheltuieli de transport, stocaj, amestecare, manipulare).

În cadrul cercetărilor de laborator efectuate pentru găsirea liantului cel mai potrivit, brichetarea s-a făcut cu liant lichid ; s-au utilizat 6 sorturi de bitumuri parafinoase provenite de la rafinăriile Teleajen și Cîmpina.

Alegerea sorturilor de bitum s-a făcut ținîndu-se seama de modul lor de obținere [7] și de temperatura lor de înmuiere (inel și bilă).

Acestea au fost :

Rafinăria 3 Teleajen	*Rafinăria 4 Cîmpina*
— bitum industrial tip STAS,	— bitum industrial tip STAS,
— semigudron dezuleiat cu propan,	— bitum special oxidat,
— extract de solventare cu furfurol,	— reziduu de la distilarea în vacuum (D.V.), neoxidat.

Bitumul industrial se obține în general din semigudronul provenit de la distilarea în vid a păcurii, oxidat cu aer în blaze la circa 300°C. Bitumurile suflate cu aer prezintă o mică susceptibilitate la temperatură și sînt foarte puțin friabile încadrîndu-se în categoria bitumurilor de tip gel [6].

Modul de obținere al sorturilor de bitum utilizate în cercetările descrise, care — după cum s-a constatat — a influențat caracteristicile bitumurilor determinîndu-le comportări diferite ca liant, a fost următorul :

— Bitumul industrial tip STAS de la rafinăria Teleajen s-a preparat prin oxidarea unui amestec de 75% reziduu de la dezasfaltarea cu propan a semigudronului, provenit de la instalațiile DAV_1 și DAV_2 și 25% extract de solventare cu furfurol a uleiurilor parafinoase distilate și a celui rezidual obținut la instalația de dezasfaltare cu propan.

— Semigudronul obținut prin procedeul de dezasfaltare, mai corect dezuleiere, cu propan lichid, în condițiile instalației existente la Blocul de ulei al Rafinăriei 3, este alcătuit în linii mari din :

a) produse asfaltice în cantitatea cea mai mare ;
b) substanțe rășinoase ;
c) hidrocarburi parafinice și parafino-naftenice ;
d) hidrocarburi aromatice.

Deoarece s-a constatat că solubilitatea hidrocarburilor parafinice — în special a celor microcristaline de tipul cerezinelor — conținute în semigudronul nedezuleiat, crește o dată cu mărirea rației de propan (3,5 : 1 și mai mare) aceasta duce și la o creștere a punctului de înmuiere a semigudronului dezuleiat.

— Extractul de solventare cu furfurol se obține prin tratarea cu furfurol a uleiurilor de distilare și a uleiului rezidual provenit de la dezasfaltarea cu propan a semigudronului.

La temperatura de lucru actuală a instalațiilor, hidrocarburile aromatice grele, foarte grele și hidrocarburile policiclice macromoleculare, sînt cele mai solubile în furfurol ; cele parafinice sînt mai puțin solubile, iar substanțele rășinoase și asfaltice, care se găsesc în cantități mici în uleiuri sînt foarte puțin solubile în furfurol. În consecință, extractele obținute de la solventarea uleiurilor cu furfurol sînt alcătuite în linii mari, din :

a) hidrocarburi aromatice ;
b) hidrocarburi parafinice care rămîn în extract dat fiind sistemul de lucru industrial ;
c) substanțe rășinoase în cantități mici ;
d) substanțe asfaltoase în cantități mai mici ca precedentele.

Această compoziție face ca ductibilitatea extractului să fie foarte redusă, în schimb penetrația și domeniul de plasticitate foarte mare.

Considerînd faptul că într-un amestec de substanțe asfaltoase, rășinoase, cu hidrocarburi aromatice, naftenice și naftenoparafinice, supuse oxidării cu aer la o temperatură determinată (peste 220°C), se oxidează mai repede substanțele asfalto-rășinoase, mai greu cele aromatice grele și cu lanț lateral și foarte greu hidrocarburile naftenoparafinice, într-un amestec de semigudron cu extract, substanțele asfaltoase și rășinoase din semigudron se oxidează cu mult mai repede decît hidrocarburile aromatice, naftenoparafinice și parafinice din extract. Aceasta duce la o oxidare avansată a semigudronului pînă la un punct de înmuiere foarte ridicat, cînd valoarea ductibilității este foarte mică și a penetrației mult scăzută. Din această cauză la fabricarea bitumurilor industriale (în general din 25—30% extract și 70—75% semigudron dezuleiat) se aplică o tehnologie nouă care introduce preoxidarea extractului și apoi oxidarea în continuare în amestec cu semigudronul dezuleiat.

— Bitumul industrial de tip STAS de la rafinăria 4 Cîmpina se obține prin oxidarea în blaze a reziduului de la distilarea în vid a păcurii parafinoase ușoare.

— Avînd în vedere modificările pe care le suferă bitumurile prin suflare cu aer [8] și caracteristicile pe care trebuie să le aibă liantul în vederea oxidării brichetelor de cocs [8, 9], s-a utilizat un bitum special preparat, printr-o „suflare" menajată a semigudronului pentru obținerea unui punct de înmuiere mai scăzut (intermediar).

— S-a mai lucrat și cu semigudronul neoxidat.

Deoarece la încercările preliminare utilizarea extractului de solventare cu furfurol nu a dat rezultate (% ridicat de substanțe aromatice) studiul s-a efectuat numai cu celelalte 5 sorturi de bitumuri.

Tabela A

Caracteristicile bitumurilor folosite

	Indice	Punct de înmuiere (Inel și bilă) °C	Indice Conradson %	Materii volatile %	Umiditate %	Punct de inflamabilitate (Marcuson) °C
1 Bitum industrial STAS-Teleajen	T	95	22	83,5	<0,1	281
2. Reziduu de la dezasfaltare cu propan -Teleajen	t	50	24	86,0	<0,1	334
3. Bitum industrial STAS-Cîmpina	C	96	27	81,2	<0,1	320
4 Bitum special oxidat-Cîmpina	C_s	71	23	83,7	<0,1	321
5. Semigudron neoxidat-Cîmpina	C_n	58	17	88,4	<0,1	337

S-a brichetat mărunt de cocs de PALV fabricat la stația pilot de cocsificare de la Lupeni.

Tabela B

Caracteristicile cocsului folosit

	Granulația mm	W^a %	A^a %	V^a %
Mărunt de cocs PALV	0—5	cca. 2,0	15,55	4,10

Tabela C

Analiza granulometrică

> 5 mm	5—2,5 mm	2,5—1 mm	1—0,75 mm	0,75—0,50 mm	0,50—0,25 mm	<0,25 mm
—	13,8	32,4	14,3	15,0	14,7	9,8

Amestecul pentru brichetare s-a făcut într-o tavă de tablă pe bae de nisip, cu liant lichid, la o temperatură superioară cu circa 10°C punctului de înmuiere a liantului respectiv.

Brichetele, de formă cilindrică și greutate 50 g au fost obținute la o presiune de 330 kg/cm².

Adaosul de liant a fost în proporție de : 8, 9, 10 și 11%.

Tratamentul termochimic al brichetelor cu gaze arse, provenite din arderea metanului în becuri de laborator și conținînd circa 18% oxigen, s-a făcut în retorte metalice, la temperatura de 260°C, timp de 2 și 4 ore. Brichetele au fost răcite cu apă.

Acest tratament conferă brichetelor o rezistență mecanică și termică apreciabilă [2], [3], [8].

Rezistența brichetelor oxidate s-a determinat cu o tobă de laborator — Nedelman — cu turația axului de 1075 ture/min.

Rezultatele obținute sînt redate în tabelele 1—5.

Din cercetarea acestor tabele se constată următoarele :

— Rezultatele cele mai bune — parametrii de rezistență la toba laborator — se obțin la utilizarea bitumurilor de la rafinăria 4 Cîmpina, cu punct de înmuiere mai scoborît (I.B. = 71 și 58°C), și a reziduului de la dezasfaltare produs la rafinăria Teleajen (I.B. = 50°C) (tabela *D*, p. 680).

Aceasta concordă cu observațiile Institutului de prelucrare chimică a cărbunilor din Polonia [7] și cu rezultatele obținute în tehnica aglomerării mărunților de huilă în uzinele americane, cu folosirea bitumului lichid.

— Se consideră ca procent optim de liant, pentru toate sorturile de bitum : 10%, deoarece creșterea procentului de liant de la 10% la 11% nu aduce o mărire sensibilă a fracțiunii > 10 mm și nici o micșorare corespunzătoare a prafului (< 1 mm).

— Utilizarea ca liant a bitumurilor industriale tip STAS, cu punct de înmuiere de circa 95°C, în proporție de 8 și 9% dă rezultate slabe ;

— În cazul bitumurilor de la Cîmpina cu punct de înmuiere de 71 și 58°C parametrii de rezistență pentru fracțiunea > 10 mm, la brichetele

Tabela D

	Rezistenţa		Sortul de bitum
	> 10 mm	> 1 mm	
la :	88—89	8,3—10	Cîmpina special (2 şi 4 ore)
11% liant	87,5	9,5	Cîmpina neoxidat (2 ore)
	87,7	10,2	Teleajen reziduu de la dezasfaltare (4 ore)
10% „	86,6—87,5	9,4—9	Cîmpina neoxidat (4 şi 2 ore)
	87,55	9,3	Cîmpina special (2 ore)
9% „	84,7	12,8	Cîmpina neoxidat (4 ore)
	84,0	13,0	Cîmpina special (4 ore)
	82,6	13,6	Teleajen reziduu de la dezasfaltare (4 ore)
	84—85	13	Cîmpina neoxidat (2 ore)
8% „	84—85	13—14	„ „ (4 ore)
	81	16	Teleajen rezdiuu dezasfalt. (2 şi 4 ore)
	80	16,5	Cîmpina special (4 ore)

cu 9% liant, sînt buni : 84—85%, fracţiunea < 1 mm însă fiind cuprinsă între 13—14%; brichetele cu 8% liant pot fi luate în considerare doar în cazul bitumului de la Cîmpina cu punct de înmuiere 58°C;

— O influenţă deosebită are alura termică de oxidare asupra rezistenţei brichetelor. Se constată că oxidarea brichetelor pornită de la rece, scade rezistenţa acestora, mărind sensibil fracţiunea < 1 mm (ex. proba nr. 11 faţă de nr. 12 la brichetele T_3 tabela 1, proba nr. 6, faţă de proba nr. 7 la brichetele C'_3 tabela 3). În cazul brichetelor cu lianţi avînd puncte de înmuiere cuprinse între 50—71°C, este necesar un timp de circa 20—30 minute pentru creşterea temperaturii de la 200—260°C. O alură prea rapidă de încălzire pînă la temperatura de oxidare şi în special provocarea punctelor de supraîncălzire în brichete prin apropierea flacării, produce ciupirea brichetelor (fenomen asemănător „pușcării" zidăriei proaspete).

La bitumurile cu punct de înmuiere I.B. ridicat (peste 90°C) alura termică pentru ajungerea la temperatura de oxidare nu mai prezintă aceeaşi importanţă.

— Randamentele de oxidare, pentru cocs, sînt cuprinse în general între 96—99%. Valorile maxime, 98, 99%, s-au obţinut în cazul brichetelor cu lianţi de la Cîmpina şi cel de la Teleajen cu punct de înmuiere 51°C; se remarcă în special aceste randamente mari la procentele mici de liant (8%)

— Procentele de materii volatile, cresc o dată cu mărirea cantităţii de liant; durata de oxidare, influenţează de asemeni asupra materiilor volatile, mărirea ei ducînd la o uşoară scădere a acestora. Utilizarea bitumurilor cu punct de înmuiere (I.B.) ridicat (90°C), în aceleaşi procente cu cele cu punct de înmuiere (I.B.) mic (50°C), conduce la un cocs-brichete cu volatile mai mici, dar şi cu rezistenţă mecanică mai redusă.

Tabela 1

Variaţia rezistenţei cocsului-brichete funcţie de liant şi de alura de oxidare

Nr. crt.	Bri-chete	Bitum parafinos	Liant %	Temperatura şi alura de oxidare °C şi minute	Timp de oxi-dare la 260°C h	Ran-da-ment oxi-dare %	Rezistenţa toba Nedelman			Analiza brichete oxidate		
							> 10 mm	10 — 1 mm	< 1 mm	W^a	A^a	V^a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	T_1	Teleajen STAS IB=90°C	8	150°—200° 5′ 200°—260° 30′	2	97,2	68,2	8,6	23,2	—	—	—
2	,,	,,	8	160°—200° 5′ 200°—260° 30′	4	96,5	64,4	12,1	23,5	1,76	15,15	7,45
3	,,	,,	8	100°—200° 30′ 200°—260° 20′	4	97,8	61,1	12,4	26,5	1,52	15,79	7,76
4	T_2	,,	9	160°—200° 10′ 200°—260° 30′	2	97,6	77,5	6,5	16,0	1,46	15,00	8,46
5	,,	,,	9	150°—200° 15′ 200°—260° 25′	2	96,8	80,9	6,8	12,3	1,60	15,78	9,90
6	,,	,,	9	170°—200° 10′ 200°—260° 30′	4	96,5	76,5	6,7	16,8	—	—	—
7	T_3	,,	10	25°—200° 45′ 200°—260° 20′	2	97,5	78,4	6,2	15,4	—	—	—
8	,,	,,	10	150°—200° 30′ 200°—260° 30′	2	96,7	78,4	7,1	14,5	—	—	—
9	,,	,,	10	160°—200° 25′ 200°—260° 20′	2	96,1	80,7	5,5	13,8	—	—	—
10	,,	,,	10	160°—260° 25′	2	95,7	82,5	4,8	12,7	1,84	15,35	9,9
11	,,	,,	10	25°—200° 45′ 200°—260° 25′	4	97,9	80,6	4,1	15,3	—	—	—
12	,,	,, ,,	10	160°—200° 25′ 200°—260° 20′	4	97,1	83,1	4,4	12,5	2,10	15,17	9,72
13	T_4	,,	11	170°—200° 10′ 200°—260° 25′	2	94,0	80,2	4,9	14,9	—	—	—
14	,,	,,	11	160°—200° 10′ 200°—260° 25′	4	96,2	83,0	4,0	13,0	—	—	—

Tabela 2

Nr. crt.	Brichete	Sort de bitum	Liant %	Temperatura și alura de oxidare °C și minute	Timp de oxidare la 260°C h	Randament de oxidare %	Rezistența la toba Nedelman			Analiza brichete oxidate		
							>10 mm	10—1 mm	<1 mm	W^a	A^a	V^a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	t_1	Teleajen reziduu propan IB=50°C	8	— — —	2	99,0	81,1	2,8	16,1	1,15	13,70	7,60
2	,,	,,	8	125°—200° 15′ 200°—260° 20′	2	98,6	80,4	2,7	16,9	—	—	—
3	,,	,,	8	135°—200° 10′ 200°—260° 25′	4	98,8	80,9	2,9	16,2	—	—	—
4	t_2	,,	9	160°—260° 45′	2	96,6	79,7	5,5	14,8	0,93	16,08	8,48
5	,,	,,	9	160°—200° 20′ 200 —260° 45′	4	96,7	82,6	3,8	13,6	—	—	—
6	t_3	,,	10	25°—200° 20′ 200°—260° 10′	2	96,3	81,4	6,0	12,6	—	—	—
7	,,	,,	10	25 —200° 28′ 200°—260° 7′	2	96,6	82,6	5,0	12,4	—	—	—
8	,,	,,	10	25°—260° 10′	2	96,6	82,4	5,9	11,7	—	—	—
9	,,	,,	10	25°—260° 10′	2	96,5	80,7	7,3	12,0	—	—	—
10	,,	,,	10	200°—260° 40′	2	96,2	81,9	4,5	13,6	—	—	—
11	,,	,,	10	200°—260° 40′	2	96,3	80,1	5,3	14,6	—	—	—
12	,,	,,	10	130°—200° 10′ 200°—260° 10′	2	—	83,9	3,1	13,0	—	—	—
13	,,	,,	10	150°—200° 15′ 200°—260° 25′	2	96,7	84,4	4,4	11,2	1,30	15,64	8,66
14	,,	,,	10	150 —200° 10′ 200°—260° 25′	2	96,3	82,1	5,2	12,7	—	—	—
15	,,	,,	10	25°—200° 30′ 200°—260° 15′	4	97,1	84,5	4,2	11,3	1,95	15,28	10,15
16	,,	,,	10	140°—200° 15′ 200°—260° 20′	4	96,4	84,8	3,8	11,4	—	—	—
17	t_4	,,	11	100°—200° 30′ 200°—260° 65′	2	96,5	82,2	5,5	12, 3	1,67	14,88	10,37

18	t_4	Teleajen reziduu propan IB = 50°C	11	140°—200° 20′ 200°—260° 30′	2	96,7	83,0	2,8	14,0	—	—	—
19	,,	,,	11	100°—200° 35′ 200°—260° 60′	2	96,7	86,4	2,5	11,1	—	—	—
20	,,	,,	11	150°—200° 15′ 200°—260° 50′	4	96,7	87,4	1,9	10,7	—	—	—
21	,,	,,	11	130°—200° 20′ 200°—260° 30	4	—	87,7	2,1	10,2	0,74	14,49	10,25

Tabela 3

Nr. crt.	Brichete	Bitum parafinos	Liant %	Temperatura şi alura de oxidare °C şi minute	Timp de oxidare la 260°C h	Randament oxidare %	Rezistenţa la toba Nedelmann			Analiza brichete oxidate		
							>10 mm	10—1 mm	<1 mm	W^a	A^a	V^a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	C_1	Cîmpina STAS *IB*=96°C	8	150°—200° 10′ 200°—260° 30′	2	98,0	63,6	9,6	26,8	1,36	15,83	9,42
2	,,	,,	8	160°—200° 10′ 200°—260° 30′	4	97,4	68,9	10,6	20,5	1,68	15,33	9,21
3	C_2	,,	9	100°—200° 30′ 200°—260° 15′	2	97,6	77,6	5,7	16,7	—	—	—
4	,,	,,	9	160°—200° 10′ 200°—260° 35′	2	97,4	77,7	5,1	17,2	—	—	—
5	,,	,,	9	175°—200° 10′ 200°—260° 35′	4	97,1	80,2	4,2	15,6	—	—	—
6	C_3	,,	10	25°—200° 25′ 200°—260° 20′	2	96,7	77,8	4,3	17,9	1,60	15,33	11,07
7	,,	,,	10	125 —200° 20′ 200°—260° 15′	2	96,5	84,0	3,7	12,3	1,37	15,46	11,0
8	,,	,,	10	130°—200° 13′ 200°—260° 17′	4	97,1	86,8	2,1	11,1	—	—	—
9	,,	,,	10	160°—200° 5′ 200°—260° 40′	4	96,1	84,0	4,3	11,7	1,23	15,58	11,25
10	C_4	,,	11	165°—200° 15′ 200°—260° 35′	2	97,2	83,5	3,8	12,7	1,50	16,06	10,69
11	,,	,,	11	200°—260° 35′	4	97,2	83,2	2,8	14,0	—	—	—

Tabela 4

Nr. crt.	Brichete	Bitum parafinos	Liant %	Temperatura şi alura de oxidare °C şi min	Timp de oxidare 200°C *h*	Randament oxidare %	Rezistenţa la toba Nedelmann			Analiza brichete oxidate		
							> 10 mm	10—1 mm	< 1 mm	W^a	A^a	V^a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	C_{s1}	Cîmpina special IB=70°C	8	100°—200° 20′ 200°—260° 25′	2	97,5	75,9	7,0	17,1	—	—	—
2	,,	,,	8	140°—200° 25′ 200°—260° 25′	4	97,8	80,0	3,5	16,5	1,46	14,87	8,95
3	C_{s2}	,,	9	140°—200° 5′ 200°—260° 25′	2	97,7	85,7	1,5	12,8	—	—	—
4	C_{s2}	,,	9	120°—200° 20′ 200°—260° 25′	4	97,8	84,1	2,9	13,0	1,20	13,98	8,54
5	C_{s3}	,,	10	110°—200° 15′ 200°—260° 20′	2	96,0	85,8	3,3	10,9	2,20	15,88	11,06
6	,,	,,	10	100°—200° 20′ 200°—260° 15′	2	96,3	87,5	3,2	9,3	1,29	15,96	10,10
7	,,	,,	10	170°—200° 5′ 200°—260° 40′	4	96,6	85,3	2,8	11,9	1,30	15,81	9,14
8	,,	,,	10	150°—200° 5′ 200°—260° 15′	4	96,6	85,9	3,7	10,4	1,47	15,65	10,30
9	C_{s4}	,,	11	100°—200° 15′ 200°—260° 20′	2	97,9	89,4	2,4	8,2	0,69	13,74	8,48
10	,,	,,	11	155°—200° 15′ 200°—260° 30′	2	98,1	88,2	2,7	9,1	0,69	14,06	9,48
11	,,	,,	11	120°—200° 15′ 200°—260° 25′	4	97,3	88,3	2,0	9,7	—	—	—
12	,,	,,	11	160°—200° 15′ 200°—260° 20′	4	97,1	86,6	3,2	10,2	0,70	14,10	8,18

Tabela 5

Nr. crt.	Brichete	Sort Bitum	Liant %	Temperatura și alura de oxidare °C și min	Timp oxidare 260°C *h*	Randament oxidare %	Rezistența la toba Nedelmann			Analiza brichete oxidate		
							>10 mm	10—1 mm	<1 mm	W^a	A^a	V^a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	C_{n1}	Cîmpina neoxidat IB=58°C	8	150°—200° 10′ 200°—260° 45′	2	98,1	85,2	1,7	13,1	1,28	14,75	8,73
2	,,	,,	8	130°—200° 15′ 200°—260° 45′	2	99,3	84,3	2,7	13,0	0,85	14,70	7,81
3	,,	,,	8	135°—200° 40′ 200°—260° 20′	4	98,9	84,1	2,1	13,8	1,22	14,79	7,58
4	,,	,,	8	150°—200° 15′ 200°—260° 40′	4	98,0	84,7	1,8	13,5	1,08	14,64	6,95
5	C_{n2}	,,	9	165°—200° 10′ 200°—260° 20′	2	97,7	82,8	3,0	14,2	—	—	—
6	,,	,,	9	170°—200° 15′ 200°—260° 20′	4	97,7	84,7	2,4	12,9	1,11	15,63	7,90
7	,,	,,	9	120°—200° 25′ 200°—260° 40′	4	97,8	84,7	2,5	12,8	—	—	—
8	C_{n3}	,,	10	130°—200° 20′ 200°—260° 70′	2	—	87,5	3,6	8,9	—	—	—
9	,,	,,	10	120°—200° 20′ 200°—260° 60′	4	—	86,6	4,0	9,4	1,69	15,34	13,12
10	,,	,,	10	100°—200° 55′ 200°—260° 20′	4	96,0	84,1	5,0	10,9	1,33	16,16	10,98
11	C_{n4}	,,	11	130°—200° 15′ 200°—260° 40′	2	97,2	87,4	3,3	9,3	1,63	15,13	12,29
12	,,	,,	11	150°—200° 10′ 200°—260° 45′	4	97,1	86,6	3,2	10,2	1,02	14,55	10,00

КОКСОВЫЕ БРИКЕТЫ ИЗ НЕСПЕКАЮЩЕГОСЯ ИЛИ СЛАБОСПЕКАЮЩЕГОСЯ УГЛЯ, ПОЛУЧЕННЫЕ ПУТЕМ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

IV. ИЗМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КОКСОВЫХ БРИКЕТОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТИПА И ПРОЦЕССА ВЯЖУЩЕГО ВЕЩЕСТВА

РЕЗЮМЕ

В работе приводится сравнительное исследование по применению нескольких видов парафинистых битумов в качестве связующего при брикетировании кокса PALV для производства коксовых брикетов из неспекающегося угля посредством термохимической обработки.

BRIQUETTES DE COKE DE CHARBONS NON AGGLUTINANTS OU FAIBLEMENT AGGLUTINANTS, OBTENUES PAR TRAITEMENT THERMOCHIMIQUE

IV. VARIATION DE LA RÉSISTANCE MÉCANIQUE DES BRIQUETTES DE COKE EN FONCTION DU TYPE ET DU POURCENTAGE DE LIANT

RÉSUMÉ

Dans ce travail, les auteurs présentent une étude comparative sur l'utilisation de quelques types de bitumes paraffineux comme des liants pour l'agglomération du menu de coke de PALV, afin d'obtenir des briquettes de coke, de charbons non agglutinants, par traitement thermochimique.

BIBLIOGRAFIE

1. I. BLUM, I. NISTOR, *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. Nota I. Cercetări în faza laborator.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *2*, 397—409 (1960).
2. — *Cocs brichete din cărbuni nealugtinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. Nota II. Cercetări în faza pilot.* Studii şi cercetări de energetică, **X**, *3*, 563—573 (1960).
3. — *Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. Nota III. Flux tehnologic.* Studii şi cercetări de energetică, **XI**, *2* (1961).
4. * * * Inichar — Colloque sur l'agglomération des fines de charbon, organisé par le CERCHAR. Paris, nov. 1959. Annales des Mines de Belgique, *1*, 9—24 (1960).
5. * * * Revue de l'Industrie Minérale, **42**, *1—2*, 87—127 (1960).
6. V. SIMIONESCU, O. SOTIR, *Fabricarea bitumului rutier din componenţi parafinoşi.* Petrol şi gaze, *1*, 34—41 (1960).
7. H. ZIELINSKI, *Procesele de oxidare în prelucrarea chimică a cărbunilor.* Koks-Smola-Gaz, *4*, 172—186 (1959).
8. — *Lucrările Institutului de prelucrare chimică a cărbunelui, privitoare la obţinerea cocsului metalurgic din cărbune necocsificabil.* Koks-Smola Gaz, *6*, 280—294 (1957).

RELAȚII ÎNTRE PROCESUL DE COCSIFICARE ȘI STRUCTURA FIZICO-CHIMICĂ A HUILELOR (I)

DE

I. BLUM și I. NISTOR

Studiile efectuate asupra naturii procesului de cocsificare al cărbunilor, s-au bazat fie pe supoziția că formarea stării plastice care condiționează proprietățile de cocsificare ale cărbunilor se datorește prezenței bitumenelor, fie pe aceea că descompunerea termică a cărbunelui însuși, determină formarea acestei faze.

Cuvîntul „bitumen" originar din limba sanscrită [1] se întrebuințează în sens convențional, pentru desemnarea acelor substanțe care la încălzire se topesc, se umflă sau cocsifică și produc o cantitate însemnată de substanțe volatile, gaze și gudroane [2].

În studiile de extracție ale cărbunilor, sînt considerate bitumene, acele substanțe care se obțin cu ajutorul solvenților organici [3].

Dintre procedeele de cercetare ale chimiei cărbunilor, s-a considerat de către diverși specialiști că extracția cu solvenți ar fi o metodă de lucru indicată, întrucît cea mai mare parte a produselor obținute sînt asemănătoare cu cele din cărbunele inițial, cu excepția mărimii moleculare. Unii constituenți ai extractelor, ca : uleiuri, rășini, ceruri, se găsesc în cărbuni ca atare ; o altă parte din extract pare să provină din depolimerizarea termică a cărbunelui, după cum în cazul anumitor solvenți, însăși depolimerizarea solventului poate da contribuția sa.

Astfel, pe lîngă substanțele rezultate care par să fie în soluție reală, unii solvenți (de ex. piridina), produc un proces de peptizare sau dispersie coloidală a substanței cărbunelui (4).

I. IPOTEZA BITUMENELOR ȘI FORMAREA COCSULUI

1. *Extracții din cărbuni.* Dintre primii cercetători în acest domeniu, De Marsilly (1862) a extras cărbuni cu benzen, alcool, eter, cloroform

şi sulfură de carbon la temperatura normală de fierbere şi la presiuni mai ridicate (15 atm.) cu obţinerea unor randamente scăzute de extracţie.

Frémy în 1861, întrebuinţează piridina ca solvent; dar această cale de cercetare capătă o importanţă deosebită numai după ce Bedson obţine 16—18% extract din huila de Durham. Wheeler şi colaboratorii lui au întrebuinţat ca solvent piridina la presiunea atmosferică; Fr. Fischer, Broche şi Strauch au aplicat extracţiile cu benzen sub presiune [5].

Substanţele extrase cu benzen sau benzen-alcool la punctul de fierbere al acestora, la presiunea atmosferică, au fost denumite generic „bitumen *A*"; extracţiile cu benzen sub presiune au dat randamente cu mult mai mari de extract, care conţinea substanţe ce difereau de cele obţinute la presiunea ordinară şi care au fost denumite „bitumen *B*".

Stadnikoff obţine aşa-numitul „bitumen *C*", care cuprinde materialul solubil în benzen sau benzen-alcool, după ce cărbunelui i s-a extras „bitumenul *A*" şi a fost tratat cu acid clorhidric 10%.

Originea acestui „bitumen *C*" a fost atribuită efectului acidului clorhidric, asupra sărurilor anorganice ale acizilor din cărbune [6]. O idee generală, asupra cantităţii în care se obţin aceste bitumene din cărbuni, poate fi obţinută din tabela 1 care se referă la cărbunii din bazinul Kuznețc.

Tabela 1

Randamentul în bitumene, din diferiţi cărbuni [6]

	I	II
Bitumen *A* %	0,43	0,62
Btiumen *B* %	2,47	3,80
Bitumen *C* %	1,65	7,80

Novac şi Hubacek au efectuat extracţii cu tetralină sub presiune.

Pentru extracţii din cărbuni, s-au întrebuinţat între timp o serie întreagă de alţi solvenţi, care, după modul lor de acţiune, se pot împărţi în două mari grupe: grupa piridinei şi grupa benzenului.

Huila, introdusă în piridină îşi măreşte volumul şi dacă piridina este în exces, o parte din cărbune trece în soluţie. Piridina se întrebuinţează în mod obişnuit la punctul de fierbere (115°C) putîndu-se extrage astfel mai mult de 30% din unii cărbuni.

La utilizarea benzenului, schimbarea de volum este foarte mică, iar cantitatea de extras, chiar la punctul de fierbere, reprezintă 1% sau chiar mai puţin; la temperaturi cu mult peste punctul său de fierbere, cantitatea extrasă începe să devină comparabilă cu cea obţinută prin folosirea piridinei.

Convergenţa la temperaturi înalte a puterii de solvire a compuşilor din clasa benzenului şi clasa piridinei, întăreşte ipoteza că în aceste condiţii au loc piroliza şi interacţiunea chimică, astfel încît solvirea fizică este însoţită şi complicată de schimbări chimice.

Cantităţile mici de extract obţinute cu benzen la temperatura de fierbere normală, sînt datorite inclusiunilor răşinoase şi ceroase şi în orice

caz nu sînt reprezentative pentru întreaga cantitate de huilă, pentru că după îndepărtarea lor, cărbunele nu prezintă modificări în proprietățile lui. Benzenul și solvenții din clasa lui, dau însă cantități mari de extract din cărbunii bruni.

Rolul jucat de ceruri și rășini, care se obțin în cantități mari din cărbunii tineri, nu este definit la transformarea cărbunilor bruni în huile. Compușii alifatici, separați din extractele huilelor, sînt hidrocarburi și nu acizi, alcooli, esteri, spre deosebire de cei din cărbunii mai tineri.

P o t o n i é explică diferența dintre extracte, prin flora specifică din care s-a format fiecare fel de cărbune.

T a y l o r a susținut că aceste modificări în natura extractului, sînt rezultate din acțiunea bacteriilor, condusă de mecanismul schimbării mediului.

Alți autori [7] arată posibilitatea formării hidrocarburilor prin: 1 — hidroliza cerurilor; *2* — eliminarea bioxidului de carbon din acizii rezultați; *3* — îndepărtarea metanului cu formare de hidrocarburi nesaturate și *4* — polimerizarea acestor produse nesaturate, pentru a da compuși ciclici.

Deși toate aceste etape pot fi obținute în laborator, temperaturile necesare (în particular cea pentru eliminarea metanului) sînt mai mari decît temperaturile atinse în procesul de carbonificare.

Trebuie totuși menționat că la temperaturi mai joase, este necesar un timp mai lung decît este accesibil experiențelor de laborator. Astfel, din punct de vedere teoretic, este posibil ca o parte din bitumenele cărbunilor bruni să fie transformate în bitumene cu proprietăți de cocsificare. Soluția practică pentru folosirea cărbunilor bruni la cocsificarea pe această cale, este însă greoaie, iar procedeul neeconomic [8].

Unele metode de fracționare a produselor de extracție au căpătat o importanță deosebită ca mijloc de cercetare.

Metoda de separare a lui F r a n z F i s c h e r [9] constă în separarea selectivă cu solvenți parafinici — eter de petrol — a extractului obținut cu benzen sub presiune; se produce astfel o precipitare fracționată. Se separă un bitumen solid, care are aspectul unei pudre brune, iar în soluție rămîne bitumenul uleios, care se separă prin evaporarea solventului.

Metoda de fracționare a lui Wheeler folosește piridina ca solvent iar extractul piridinic obținut în starea solidă este supus ulterior extracției cu cloroform. Reziduul inițial reprezintă fracțiunea α, partea solubilă în piridină dar insolubilă în cloroform reprezintă fracțiunea β, iar partea solubilă atît în cloroform cît și în piridină, reprezintă fracțiunea γ.

Alți cercetători — N o v a c și H u b a c e k — au extras huilele cu tetralină, la temperaturi mai mari de 300°C și presiuni de 18 atm. și au fracționat partea solvită cu benzen și eter de petrol.

Deoarece factorii de care depinde solubilizarea cărbunelui în solvenți și stabilitatea extractelor rezultate, nu sînt cunoscuți, nu se poate atribui rezultatelor fracționării experimentale, o semnificație absolută, Astfel, la extracțiile cu piridină sau cu solvenți din clasa ei, se pare că numai rășinile se dizolvă, iar materialul rămas, aparent solubil, este în realitate dispersat sub formă de particule coloidale [2].

Comportarea la cocsificare a extractului de cărbune ca şi a reziduului, au dat naştere unui mare număr de confuzii, datorită marei proporţii de lucrări incomplete, îndreptate către izolarea unor ipotetice „principii de cocsificare". Unii autori îşi exprimă chiar părerea că însuşirea de cocsificare a cărbunelui nu se datoreşte constituenţilor solubili, dar este influenţată de aceştia.

Foxwell şi după el mulţi alţii, au relevat marea importanţă a structurii fizice a întregii substanţe cărbunoase (care nu poate fi reconstituită prin reamestecare) şi a interacţiunii tuturor fracţiunilor în procesul de cocsificare. Cercetîndu-se procesul la microscop, descompunerea termică apare mai evidentă în cazul readăugării bitumenului. Sfîrşitul formării cocsului este cu 100°C mai jos în cazul amestecului, decît în cazul cărbunelui iniţial.

Fr. Fischer, Broche şi Strauch [10] s-au ocupat de asemenea cu rolul bitumenelor în procesul de cocsificare; prin extracţia cărbunelui cocsificabil cu alcool-benzen, la presiunea ordinară şi apoi cu benzen sub presiune, a rămas un reziduu cocsificabil. Prin adăugarea bitumenului la reziduu, acesta îşi recapătă proprietăţile de cocsificare. Mai departe, autorii arată că, dacă se cocsifică cărbunele extras la care s-a adăugat bitumenul uleios, acesta îşi recapătă însuşirea de cocsificare, rezultînd un cocs compact; de la acest fapt experimental, ajung la concluzia că bitumenul uleios produce coeziunea cocsului. Prin adăugarea bitumenului solid, au obţinut un cocs umflat, spongios, de unde au dedus că bitumenul solid produce umflarea cocsului.

Totuşi, mai tîrziu, alţi cercetători [11] au arătat că şi reziduul extracţiei are un rol important asupra topirii şi umflării cărbunelui. Extrăgînd separat vitrit şi durit din acelaşi cărbune, au observat că dacă vitritului extras, care pierduse capacitatea de cocsificare, i se adaugă extractul din durit, îşi recapătă această capacitate. Adăugarea însă a extractului din vitrit, duritului extras, nu conferă acestuia capacitatea de cocsificare.

Importanţa reziduului a fost arătată şi prin aceea că extrasul unui cărbune slab cocsificabil, amestecat cu reziduul unui cărbune ce cocsifică bine, a dat un cocs rezistent, în timp ce extractul unui cărbune cocsificabil, amestecat cu reziduul unui cărbune slab cocsificabil, a dat un cocs inferior.

S-a susţinut, de asemenea [12], că dacă bitumenul se dezagregă la temperaturi înalte în procesul de cocsificare, rezultă un cocs prăfos, iar dacă bitumenul se descompune sub punctul său de fierbere, formează molecule mari, care cimentează partea organică insolubilă din cărbune, rezultînd un cocs compact. În extractele obţinute din cărbuni au fost identificaţi foarte puţini compuşi chimici. Aceşti compuşi constau, în mare parte, din hidrocarburi cu greutate moleculară ridicată; a fost găsită şi o mică cantitate de substanţe bazice şi acide. Spre deosebire de turbă şi cărbune brun, ale căror extracte conţin acizi, alcooli, esteri şi carbo-hidraţi, în cele din huile n-au fost identificate decît hidrocarburi.

Natura chimică exactă a bitumenelor separate din huilă nu a fost complet stabilită, dar ele par să conţină parafine, bi-tri- şi naftene polici-

clice, derivaţi ai difenilului şi diverşi compuşi aromatici parţial hidrogenaţi şi substituiţi.

Prin oxidarea cărbunelui μ, au fost obţinute substanţe solubile în amoniac, care puteau fi precipitate din soluţie cu acizi. Proprietăţile acestor corpuri erau aproape similare proprietăţilor acizilor humici. Fr. Fischer, K. Peters şi W. Cremer [13], [14] arată că antiteza bitumene — humine nu este atît de fundamentală pe cît se crede.

Greutatea moleculară a extractului în diverşi solvenţi, variază între 250 şi 4 000; greutăţile moleculare mari pot fi datorite unei agregări fizice. Unităţile structurale constau din aproximativ 4 inele condensate substituite cu grupe alifatice şi hidroxil.

Prin extracţia huilelor la 350°C, cu naftalină şi antracen, L. Nesterenko [15] obţine cantităţi mari de extract, care la examinarea cu raze X, au indicat schimbări în structura internă.

În privinţa relaţiilor între extract şi reziduu, se arată că extractele sînt relativ mai bogate în hidrogen decît cărbunele din care provin şi reziduurile sînt în mod corespunzător mai sărace (în special la extracţiile obţinute la temperaturi mai înalte) [16]. Mai departe, o serie întreagă de analize arată că substanţa minerală, neorganică din extract, nu depăşeşte 0,1%.

Cu privire la proprietăţile de cocsificare, este bine stabilit că extractul se umflă şi aglomerează la încălzire, pe cînd reziduul carbonos nu. Încercările de reconstituire a cărbunelui, din produsele extracţiei sînt nesatisfăcătoare, datorită fără îndoială importanţei structurii coloidale a materialului iniţial.

Recent, au fost aplicate o serie de metode noi, la studiul extractelor din cărbuni [17]. Astfel o grupă de cărbuni din patru zăcăminte, avînd un conţinut de carbon de la 82,3—93,2%, au fost separaţi într-o parte „lucioasă" şi una „duritică". Pentru obţinerea unei fracţiuni reprezentative a substanţei cărbunelui, extracţia s-a făcut la temperatura camerei, cu piridină, într-un cîmp ultrasonic, cu o frecvenţă de 25 kc/s. S-a emis părerea că în cîmpul ultrasonic, se produce dispersia micelelor cărbunelui în întregul lor, fără descompunerea moleculelor mari.

Graficele alăturate indică corelaţia între procentul de extract obţinut şi procentul de materii volatile şi de carbon al „cărbunelui lucios" şi „duritului".

În aceste grafice maximul de extract pentru durit se obţine la un conţinut mai redus de materii volatile şi un conţinut mai ridicat de carbon, decît în cazul „cărbunelui lucios". Concomitent cu extracţiile, s-a determinat şi suprafaţa specifică a constituenţilor, prin adsorbţia argonului de către cărbune, la o temperatură de —183°C; valorile suprafeţei specifice obţinute astfel, variază de la 0,6 m^2/g pentru cărbunii bătrîni pînă la 5 m^2/g pentru cărbunii inferiori.

Suprafaţa specifică a unui „cărbune lucios", carbonizat la diverse temperaturi, variază, fiind strîns legată de cantitatea de extract, dînd astfel un argument în plus faptului că structura fizică a cărbunelui este un factor important în stabilirea susceptibilităţii de a fi extras.

Extractul piridinic a fost ulterior fracţionat cu ajutorul metodei cromatografice, întrebuinţînd alumină activată; complexul absorbit a fost apoi fracţionat cu ajutorul solvenţilor : cloroform, benzen sau acetonă.

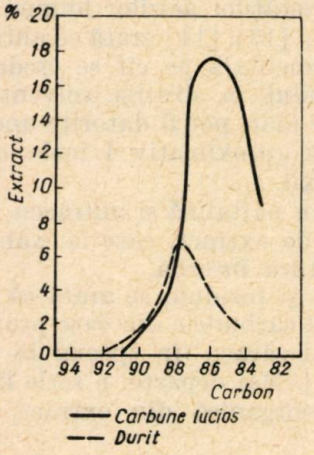


Fig. 1. — Cantitatea de extract în funcţie de conţinutul de carbon al cărbunelui (m.c.).

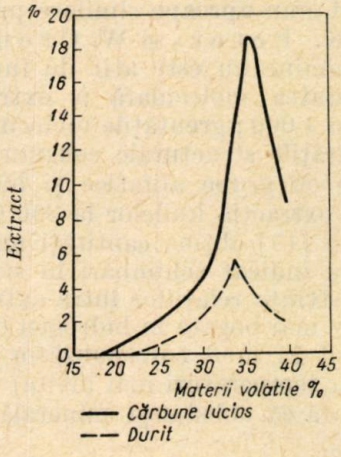


Fig. 2. — Cantitatea de extract în funcţie de materiile volatile ale cărbunelui (m.c.).

Materialul obţinut prin fracţionarea cromatografică a fost examinat în soluţie, la spectrograful în infraroşu; prin comparaţie cu spectrul de absorbţie al suspensiei de cărbune (măcinat sub dimensiunea de 1 μ) în nujol (ulei de parafină foarte pur) s-a observat o strînsă similitudine.

Tabela 2

Extractul procentual obţinut şi suprafeţele specifice ale unui „cărbune lucios" carbonizat la diverse temperaturi [17]

Proba	Extract % (metoda ultrasonică)	Suprafaţa spec. m^2/g
Cărbunele iniţial	10,9	0,63
Carbonizat la 350°C	2,4	0,064
Carbonizat la 500°C	5,5	0,236
Carbonizat la 700°C	1,2	0,053

Acest fapt arată că extracţia cu piridină, urmată de fracţionarea cromatografică, conduc la o probă reprezentativă a cărbunelui pentru cercetare în infraroşu.

Din literatura existentă asupra extracţiei cărbunilor, reiese că cei mai mulţi cercetători au privit această operaţie, din punctul de vedere al chimiei organice.

Extractul a fost fracţionat cu solvenţi diferiţi, care sînt cunoscuţi că au afinităţi selective faţă de hidrocarburi şi răşini; fracţiunile obţinute

au fost definite prin solubilitatea lor, punctul de topire, analiza elementară şi spectrul de absorbţie în infraroşu.

2. *Ipoteza generatorilor de bitumen.* Nenumărate lucrări s-au ocupat cu lămurirea acţiunii bitumenelor asupra procesului de cosificare şi procesele chimice care au loc la încălzirea pirogenetică a huilelor. U u s n a [18] consideră huilele formate dintr-o substanţă cărbunoasă, căreia îi aparţin şi componenţii minerali şi din substanţe bituminoase (hidrocarburi) divizate în bitumene preexistente şi generatori de bitumen. Bitumenele ar fi componenţii cărbunelui care să se înmoaie la încălzire şi care produc la cărbunii cocsificabili starea de plastifiere ; la încălzire prelungită ar forma gudronul.

Generatorii de bitumen nu formează prin încălzire direct gudron ci se transformă mai întîi în bitumene solubile. După unii autori, ei ar reprezenta produse de carbonificare ale răşinilor ; după alţii (F u c h s) ar fi produse de îmbătrînire ale cerurilor şi răşinilor primare, produse de transformare ale grăsimilor, substanţelor albuminoide şi produse de reducere ale substanţelor humice.

Prin îmbătrînirea cărbunilor, creşte cantitatea de generatori de bitumen pînă la trecerea de la huila de gaz la huila grasă, unde se observă un salt în procesul de carbonificare.

Aceasta duce la degresarea cărbunelui, deoarece substanţele bitu-

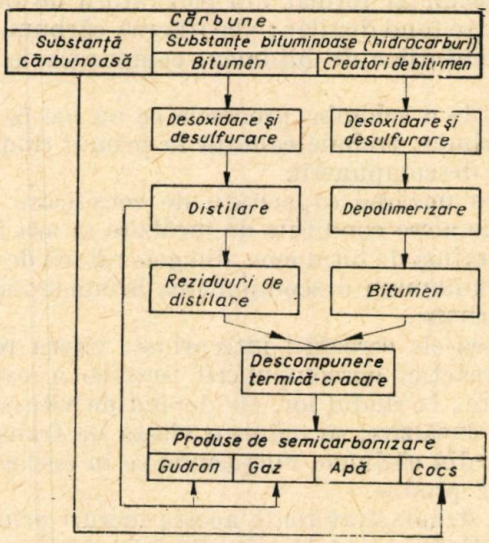


Fig. 3. — Transformarea cărbunelui la încălzirea pirogenetică.

minoase trec, prin pierderea hidrogenului şi oxigenului, în substanţe cărbunoase, care nu se pot topi şi nici solubiliza, prin aceasta pregătindu-se antracitizarea.

Substanţele bituminoase se comportă diferit la încălzire. Bitumenele prezente în cărbune la încălzirea pînă la 250°C, pierd, mai cu seamă la

cărbunii geologic mai tineri, o parte substanțială a oxigenului constituțional sub formă de apă și bioxid de carbon ; în același timp, se reduce și conținutul de sulf, acesta trecînd parțial în hidrogen sulfurat.

Deci, la încălzirea unui cărbune, primele procese care au loc sînt o dezoxidare și desulfurare parțială cunoscute sub numele de bertinizare. Ea este privită din punct de vedere practic ca o înobilare fără descompunere vizibilă și la o extracție cu benzen a cărbunelui bertinizat s-ar obține bitumenul prezent ca atare în cărbune.

La mărirea ulterioară a temperaturii, începe distilarea bitumenului urmată de o descompunere vizibilă, formîndu-se astfel gudron, gaze și un reziduu.

Generatorii de bitumen se comportă pînă la 250°C ca și bitumenul preexistent, suferind un proces analog bertinizării ; la creșterea ulterioară a temperaturii, se produce o depolimerizare, care are loc aproape concomitent cu distilarea bitumenului existent urmată apoi de transformarea în bitumen la temperatura de circa 380°C. Bitumenul format astfel are o existență scurtă, după care se descompune.

În condițiile reale, toate produsele descrise sînt prezente în același timp.

Din cercetarea schemei de transformare chimică a cărbunelui la încălzire, ar rezulta că proprietatea de cocsificare a unui cărbune este datorită bitumenului secundar format din generatorii de bitumen, bitumenul primar în mare parte fiind distilat ; plastifierea cărbunilor ar depinde deci de cantitatea generatorilor de bitumen, compoziția lor și condițiile descompunerii.

Posibilitatea de a schimba procesele ce au loc la trecerea prin faza plastică a unui cărbune, trebuie căutată în primul rînd în alegerea potrivită a condițiilor descompunerii.

Astfel, pentru mărirea capacității de cocsificare a cărbunilor slab cocsificabili, trebuie alese condițiile de încălzire în așa fel, încît să se formeze cantitatea maximă de bitumene, din generatorii de bitumen, reducînd în același timp la minimum descompunerea bitumenului format și a celui preexistent în cărbune.

După numeroasele cercetări întreprinse, viteza reacției depolimerizării și aceea a reacției descompunerii termice a bitumenului produs, apar ca hotărîtoare ; la rîndul lor, ele depind de viteza de încălzire. Prin mărirea vitezei de încălzire, se mărește viteza de transformare a generatorilor de bitumen din cărbune, micșorîndu-se în același timp, descompunerea bitumenului produs.

Practic, s-au demonstrat toate aceste lucruri prin semicarbonizarea în cuptorul Borsig-Geissen a cărbunelui brun de Brüx (R.S. Cehoslovacă). Din acest cărbune, extras cu acetonă-benzen la temperatura obișnuită, rezultă 5,8—9,6 % extract. Durata de trecere a cărbunelui prin cuptor era de 30 de minute, deci viteza de încălzire a cărbunelui era de aproximativ 20°C/min. Datorită acestui fapt, s-au observat fenomene de topire la acești cărbuni, care au cauzat tulburări în funcționarea instalației.

Prin mărirea vitezei de încălzire pentru a se ajunge la temperatura respectivă în mai puțin de o secundă, este posibil să se facă depolimeri-

zarea generatorilor de bitumen, cu viteze foarte mari şi totodată să se împiedice descompunerea termică a bitumenelor existente şi nou formate.

Pe această cale, ar trebui să se obţină un optimum de bitumen şi deci o bună „topire" a cărbunelui. Experienţa a confirmat şi acest lucru, în cazul unui cărbune (9,4% umiditate, 34,4% materii volatile, temperatura de înmuiere 380°C) care a fost cocsificat după un asemenea tratament; pe suprafaţa sa, se vedea cu ochiul liber bitumen topit.

Este important de semnalat că formarea de bitumen în condiţiile respective a avut loc chiar la o temperatură scăzută (cca. 300°C) şi a fost explicată prin aceea că viteza foarte mare de încălzire provoacă scăderea temperaturii de transformare a generatorilor de bitumen.

Constituentul fuzibil al huilelor s-a presupus că este format din molecule lamelare de bitumen [19].

Astfel, conclude autorul [18], toţi cărbunii care conţin bitumen pot fi aduşi la „topire" şi cocsificare, printr-o viteză mare de încălzire, ceea ce permite înglobarea la fabricarea cocsului şi a cărbunilor mai tineri.

În Saar, s-au făcut primele începuturi, îmbinîndu-se măcinarea selectivă a huilelor cu o pretratare termică.

II. FENOMENELE FIZICE ŞI COCSIFICAREA CĂRBUNILOR

„Principiul cocsificabil" sau echivalentul lui — un constituent fuzibil al cărbunelui — distinct din punct de vedere fizic şi chimic, a constituit suportul multor teorii asupra cocsificării.

Cercetări mai adînci arată însă că vitritele sînt destul de omogene pentru ca divizarea lor în bitumene şi humine să fie improbabilă [20], [21].

Ipoteza „topirii" cărbunelui a fost una din primele păreri emise (Stadnikoff, Audibert — 1926) şi deşi a fost multă vreme abandonată, Gillet — 1951 [22] a arătat că înmuierea iniţială a cărbunelui se aseamănă cu topirea unei substanţe pure, complexul bitumeno-humic topindu-se aproximativ la 400°C, fiind însă mai puţin stabil la această temperatură, decît compuşii polinucleari aromatici.

Descompunerea violentă începe la 360 °C, iar la încălzire rapidă cocsul începe să se formeze peste 500 °C. Acest proces este privit ca o schimbare a stării fizice, huminele separîndu-se din topitura lichidă şi astfel ies din soluţie prin asociere moleculară, după atingerea unei concentraţii slabe de saturare.

Şi alţi autori [23] consideră că în stadiul de solidificare au loc reacţii de descompunere, implicînd existenţa substanţelor fluide, ca un cărbune nedescompus. Topirea unei părţi din cărbune este posibilă, chiar cînd substanţa este chimic omogenă, dacă diferă valoarea greutăţii moleculare.

Ideea comportării plastice, ca rezultat al lubrefierii cu un film a suprafeţelor interne ale particulelor de cărbune, adică a unităţilor structurale relativ infuzibile, aparţine lui B a n g h a m (citat în [24]); mecanismul respectiv a fost explicat de B e r k o w i t z [25] care critică atribuirea trecerii huilelor prin fază plastică, prezenţei unor componenţi fuzibili,

arătînd că se poate da o explicație satisfăcătoare procesului de cocsificare al huilelor, pe baza structurii fizice a acestora.

Autorul susține că înmuierea și umflarea sub acțiunea căldurii se datoresc mobilității micelelor și structurii porilor cărbunilor. Prin difracția razelor X, măsurarea căldurii de umectare și a densității reale a cărbunilor cu heliu s-a arătat că în faza plastică contractarea structurii poroase a cărbunilor este foarte limitată, iar unitățile structurale ale cărbunilor își păstrează identitatea.

Cercetările asupra chimiei polimerilor au arătat că substanțele macromoleculare trec din faza solidă în faza lichidă, printr-o stare intermediară-mesomorfică. Polimerii capătă mobilitatea moleculară în etape, pe măsură ce diversele grupe atomice, o dată cu mărirea temperaturii capătă noi grade de libertate. Mobilitatea acestor molecule este restrînsă peste anumite limite de temperatură, la cele două dimensiuni ale unei suprafețe la care ele tind să adere. Astfel polimerii suferă unele regrupări sub acțiunea greutății lor proprii, acționînd ca lubrefianți între două suprafețe, fără o micșorare apreciabilă a porozității. La temperaturi mai ridicate s-ar putea realiza mișcarea liberă în cele 3 direcții spațiale, dar aproape întotdeauna are loc înainte descompunerea termică a polimerului.

Huilele, avînd multe caracteristici asemănătoare polimerilor, s-a arătat că plasticitatea este o însușire fundamentală a lor și s-a presupus că ia naștere prin reorientarea unităților mici sub acțiunea forțelor externe, împotriva forțelor superficiale. Astfel se susține că înmuierea cărbunelui poate avea loc în absența fazei lichide.

S-a observat existența unei corelații între conținutul de materii volatile degajate din cărbune și umiditatea higroscopică, căldura de umectare; expresia acestei corelații se prezintă sub forma curbei „lănțișorului", al cărui minim este reprezentat de cărbunii care cocsifică bine. Umiditatea higroscopică și căldura de umectare care se presupun proporționale cu porozitatea cărbunelui, ar arăta la huile o porozitate minimă.

În cazul încălzirii huilelor, rezultă lichide și vapori, care de asemenea vor difuza greu prin contracțiile porilor sau eventual deloc dacă moleculele lor sînt mai mari decît aceste contracții. La temperaturi mai joase decît 450°C, viteza descompunerii cărbunelui crește, în timp ce viteza difuziunii produselor nu poate fi mărită proporțional; în porii cărbunelui se vor naște presiuni cu atît mai mari, cu cît va fi mai puternică contracția porilor. Forțele interne de legătură ale cărbunilor se diminuează o dată cu ridicarea temperaturii și mărirea oscilațiilor termice, iar rezistența masei cărbunelui este învinsă de presiunea internă datorită căreia cărbunele se umflă.

La 450°—500°C, presiunea internă scade datorită degajării violente de substanțe volatile și ajunge la valori mici, ce nu pot duce la umflarea mai departe a cărbunelui; începe totodată apariția valențelor primare, care duc către o structură rigidă — tridimensională. Apariția resolidificării este arătată și de creșterea rapidă a densității, a rezistenței mecanice și a conductibilității electrice a reziduului cărbunos la temperaturi peste 500°C.

Gradul de umflare al cărbunilor depinde după B e r k o w i t z [25] de volumul porilor şi mărimea contracţiilor locale, de cantitatea de materii volatile care se degajă în intervalul critic de temperatură, de mărimea şi forma moleculelor degajate.

Antraciţii nu se umflă, datorită forţelor intermoleculare mai rigide, unei structuri poroase deschise cît şi unei mici cantităţi de materii volatile degajate; ligniţii şi cărbunii bruni ar fi necocsificabili datorită spaţiilor poroase mari. Viteza de încălzire este de asemenea importantă, în măsura în care influenţează vitezele de descompunere şi difuziune.

Pierderea capacităţii de cocsificare prin extracţie cu solvenţi s-ar datori scăderii materiilor volatile degajate.

L a h i r i [25] arată că această teorie nu poate explica comportarea amestecurilor cocsificabile ca şi faptul că prin amestecul cărbunilor necocsificabili cu huile, smoală sau alte substanţe similare, se obţin cocsuri rezistente. Plasticitatea şi umflarea acestor amestecuri nu mai pot fi atribuite rezistenţei gazului la difuziune.

Ipoteza că înmuierea huilelor se datoreşte alunecării suprafeţelor ca un rezultat al presiunii gazelor şi vaporilor dezvoltaţi pentru a străbate stratul de cărbune, a fost dezvoltată de M o t t [26]. Ideea că formarea cocsului constă în lipirea a peste 90% din substanţa cărbunelui cu o cantitate relativ redusă de liant nu este fondată, arată autorul, la fel ca şi presupunerea că substanţele liante, extrase din cărbuni în cantităţi relative, ar fi identice cu cantităţile care se obţin la 350°—500°C, perioadă în care se formează cocsul. M o t t consideră că rolul cel mai important, în formarea cocsului îl joacă calitatea „reziduului insolubil"; sensul fizic al acestei consideraţii nu se referă numai la mărimea suprafeţei, ci este legat de structura sa interioară. Mai departe, el susţine că substanţele liante reacţionează cu reziduul solid şi capacitatea de umectare a reziduului, prin fracţiunea liantă, este factorul fundamental care provoacă cocsificarea. Plastifierea cărbunilor şi împiedicarea degajării substanţelor volatile sînt dependente; plasticitatea dispare cînd substanţele volatile se pot degaja liber.

Unii cărbuni, cu un conţinut mai redus de carbon, dau un cocs poros numai în bucăţi mari, cărbunii mărunţi neproducînd un cocs rezistent. Cauza este o slabă capacitate de umflare a cărbunelui (umflarea trebuie să fie cel puţin 33% volume, pentru umplerea golurilor din şarje), astfel că nu se produce contactul dintre suprafeţe.

La cărbunii inferiori suprafeţele de umectat sînt foarte întinse, iar gazele care se dezvoltă în cantităţi mai mari decît la cărbunii superiori, provoacă antrenarea uleiurilor de pe particulele cărbunilor.

S a p o j n i k o v [27] arată că înmuierea este determinată de combinarea proprietăţilor de suprafaţă şi deformaţie ale particulelor, ipotezele cimentării şi topirii, constituind teorii limită. Formarea cocsului s-ar datora, după părerea sa, cimentării particulelor solide cu produsele descompunerii fazei lichide. Cel mai bun argument că huilele nu devin o masă omogenă topită, este faptul că volumul microcapilar suferă numai schimbări minime, după trecerea prin stadiul plastic [19] şi în acelaşi

timp este destul de puțin probabil, ca fisurarea rezultată prin răcire, să reproducă structura poroasă inițială.

Atkinson, Brewer și Davis [28] privesc înmuierea ca un rezultat al topirii unei părți din cărbune și al produselor de piroliză primară.

Însă este mult mai probabil, că factorul major în obținerea cocsului, este formarea unor constituenți fluizi, plastifiabili datorită pirolizei în vecinătatea temperaturii de înmuiere [29], [30].

ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ПРОЦЕССОМ КОКСОВАНИЯ И ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИМ СТРОЕНИЕМ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ (I)

РЕЗЮМЕ

В первой части работы приводятся зависимости между процессом коксования и физико-химическим строением каменных углей, рассматриваемые при помощи гипотезы о битумах и о битумообразователях, а также при помощи физических явлений, имеющих место при коксовании угля.

Критически излагаются наиболее важные теории и гипотезы, сформулированные различными исследователями.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Количество экстракта в зависимости от содержания углерода в угле (м³).

Рис. 2. — Количество экстракта в зависимости от содержания летучих компонентов в угле (м³).

Рис. 3. — Превращение угля при пирогенетическом нагревании.

RELATIONS ENTRE LE PROCESSUS DE COKÉFACTION ET LA STRUCTURE PHYSICO-CHIMIQUE DES HOUILLES (I)

RÉSUMÉ

Dans la première note sur ce sujet, les auteurs traitent des relations entre le processus de cokéfaction et la structure physico-chimique des houilles, vues à travers le prisme de l'hypothèse des bitumes et des générateurs de bitumes, ainsi qu'à travers le prisme des phénomènes physiques ayant lieu lors de la cokéfaction du charbon.

Ils discutent d'une manière critique les principales théories et hypothèses formulées par divers spécialistes.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Quantité d'extrait en fonction de la teneur en carbone du charbon (m^3).
Fig. 2. — Quantité d'extrait en fonction de la teneur en matières volatiles du charbon (m^3).
Fig. 3. — Transformation du charbon lors du chauffage pyrogénétique.

BIBLIOGRAFIE

1. ABRAHAM H., *Asphalts and allied substances.* Ed. D. van Nostrand N.Y. 1948.
2. KIEBLER M. W., *The Chemistry of Coal Utilisation* I. Ed. John Wiley & Sons N. Y. 1945.
3. KREULEN D.J.W., *Elements of Coal Chemistry*, Ed. Nijgh & van Ditmar N. V., Rotterdam, 1948.
4. DRYDEN. I. G. C., Fuel, **XXIX**, 197, 221 (1950).
5. BLUM I. L., *Cercetări ştiinţifice*, vol. **I.** *Combustibili*, partea a II-a. *Cărbuni şi gaze combustibile naturale.* Ed. I. E. Torouţiu, Bucureşti 1939.
6. STADNICOFF G., *Die Chemie der Kohle.* Ed. Ferd. Enke, Stuttgart, 1931.
7. WINTER H., Glückauf, *65*, 1405 (1929).
8. RAMMLER E. & BILKENROTH G., Neue Hütte, **I**, 226 (1956).
9. FISCHER FRANZ şi alţii, *Gesammelte Abhandlungen zur Kenntnis der Kohle.* Ed. Gebrüder Borntraeger, 1917—1925, Berlin.
10. FISCHER FRANZ, BROCHE H. şi STRAUCH K., Brennstoff Chemie, **6**, 33 (1925).
11. BROCHE H. & SCHMIDTZ H., Brennstoff Chemie, **13**, 81 (1932).
12. BERL E. & KÖRBER W., Ind. and. Eng. Chem., **32**, 1605 (1940).
13. FISCHER Fr., PETERS K. & CREMER W., Brennstoff Chemie, **13**, 364 (1932).
14. — Brennstoff Chemie, **14**, 181 (1933).
15. НЕСТЕРЕНКО Л. И., Труды Харьков. Хим. Технол. Инст. (1939), 70 ref. Chemical Abstract (1940), 3473.
16. BLAYDEN G., GIBSON W. & RILEY H., J. Chem. Soc., 1693 (1948).
17. KIRKBY W. A., LAKEY J. R. A. & SARJANT R. S., Fuel, **XXXIII** (1954) 480; Himia i himicescaia tehnologhia, **7**, 80 (1955).
18. JÄPPELT A., Brennstoff Chemie, **34**, 226 (1953).
19. B.C.U.R.A. *Proceedings of a conference on the ultrafine structure of coals and cokes.* Ed. Buttersworth, London 1944.
20. DRYDEN I. G. C., Fuel, **XXXI** (1952) 176.
21. BIGGS B. S., J. Amer. Chem. Soc., **58**, 484, 1020 (1936).
22. GILLET A., Nature, martie, 406 (1951).
23. BRONOWSKI J., FITZGERALD D., GILLINGS G. W. & RYHS JONES D. C., Nature, 171, 389 (1953).
24. DRYDEN I. G. C. & GRIFFITH M. B.C.U.R.A., febr./martie (1954), 63.
25. BERKOWITZ B. F., Fuel, **XXVIII**, 97 (1949).
26. МОТТ Р. А. и ВЕЛЛЕР Р. В., *Качества кокса.* Металлургиздат, Москва, 1952.
27. ДЕШАЛИТ Г. И., *Технология кокса химического производства.* Металлургиздат, Харьков, 1947.
28. ATKINSON R. G., BREWER R. E., & DAVIS J. D., Ind. Eng. Chem., **29**, 840 (1937).
29. KUGO M. J., Chem Soc. Japon (1951), 628; ref. Chem. Abs., **47**, (1953), 7189.
30. АРОНОВ Г. Г., Журнал прикладной химии (1959), **9**.

CORELAŢIA ÎNTRE FENOMENELE DEFORMANTE ŞI NELINIARITATEA CIRCUITELOR ELECTRICE*)

DE

ION S. ANTONIU şi FLORIN STĂNCIULESCU

1. GENERALITĂŢI

Studiul regimului deformant, care formează unul dintre capitolele speciale ale electrotehnicii, pune probleme deosebit de interesante din punct de vedere ştiinţific şi tehnic. Pe de altă parte, observaţiile făcute şi experimentările efectuate, au permis elaborarea unor teorii originale [1], [2], [3], [4].

Apariţia regimului deformant în sistemele energetice se datorează unor elemente numite *aparate deformante* [5], [6] **) care intră în structura circuitelor electrice. Aceste aparate se caracterizează în special prin neliniaritatea lor în raport cu tensiunea aplicată la borne sau cu curentul ce le străbate. Există deci o corelaţie între fenomenele ce apar în funcţionarea unei reţele electrice neliniare şi apariţia regimului deformant în anumite circuite electrice.

Ne-am propus să găsim, aplicînd metoda regimurilor deformante, expresiile diverselor mărimi caracteristice ale regimului deformant ce apar în cazul cînd se aplică unui receptor neliniar o tensiune sau un curent alternativ perfect sinusoidal; rezultatele obţinute vor fi apoi aplicate unor cazuri concrete.

2. CARACTERISTICA VOLT-AMPER A UNUI ELEMENT DE CIRCUIT

Caracterizarea unui element de circuit, sau chiar a unui circuit complex oarecare, se face prin dependenţa ce există între curentul ce-l străbate şi tensiunea aplicată la bornele sale

$$i = f(u). \tag{1}$$

*) Comunicare prezentată Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în şedinţa din 10 iunie 1960.

**) p. 174.

Funcţia (1), obţinută experimental, fiind continuă într-un interval compact, se poate construi – folosind o metodă de aproximare [7] – , un şir de polinoame algebrice care, conform teoremei lui Weierstrass-Pernstein [8] *), să conveargă uniform pe acest interval către funcţia dată. Astfel, ecuaţia caracteristicii volt-amper poate căpăta forma

$$i = a_1 u^{\alpha_1} + a_2 u^{\alpha_2} + \ldots + a_n u^{\alpha_n}, \tag{2}$$

sau forma

$$u = b_1 i^{\beta_1} + b_2 i^{\beta_2} + \ldots + b_n i^{\beta_n}. \tag{3}$$

În cele mai frecvente cazuri din practică, ecuaţiile caracteristicilor volt-amper se pot reduce la un singur termen [9], [10], [11]

$$i = A u^{\alpha}, \tag{4}$$

sau

$$u = K i^{\beta}. \tag{5}$$

Ecuaţiile de tipul (2) sau (3), respectiv (4) sau (5), se pot aplica semiconductorilor, a căror rezistenţă variază în limite foarte largi ca germaniul, siliciul, seleniul, cuproxidul, tyritul sau vilitul.

Pentru tuburile electronice este valabilă ecuaţia caracteristică dată de Child şi Langmuir [12], [13]

$$i = A u^{\frac{3}{2}},$$

care este de forma (4).

Deşi încercările de a găsi o expresie analitică pentru caracteristica

$$B = f(H)$$

a inductivităţii neliniare nu au dus pînă acum la expresii potrivite calculelor, s-au făcut diverse propuneri [14] **), [15] pentru exprimarea acesteia prin expresii de forma (3) sau chiar (5). Rezultatele obţinute în practică pot fi aproximate printr-o relaţie de forma

$$\mathfrak{M} = A\Phi + B\Phi^{2n+1},$$

în care $\mathfrak{M}$ este forţa magnetomotoare (sau cîmpul magnetic), Φ este fluxul magnetic (sau cîmpul de inducţie magnetică) iar A şi B doi coeficienţi numerici.

Elementele capacitive formează de asemenea o categorie de elemente neliniare ; printre acestea se citează : condensatoare cu dielectric din materiale segnettoelectrice, capacitatea grilă-catodă a tuburilor electronice şi capacitatea dintre electrozii tranzistorilor. Ecuaţia caracteristicilor acestor elemente este redată tot de relaţii de forma (5) în care exponentul este negativ [16].

*) p. 98.
**) p. 171.

În fenomenele corona, care apar la liniile de înaltă tensiune, relația dintre curentul de convecție datorit acestui fenomen și tensiunea liniei este de forma [17] *).

$$i = K\ G\ (u - U_k)\ u, \tag{6}$$

o expresie de tipul (2), în care coeficientul G depinde numai de configurația cîmpului electric iar i este dat în amperi pe unitatea de lungime a liniei.

3. CIRCUITE ELECTRICE DE CURENT ALTERNATIV CU ELEMENTE NELINIARE

3.1. **Funcționarea unui element neliniar în curent alternativ.** Funcționarea unui circuit electric, fie static, fie dinamic sau mașină, trebuie să satisfacă întotdeauna celor două teoreme ale lui Kirchhoff. În general, cea de-a doua teoremă a lui Kirchhoff se scrie

$$\sum e = \sum Ri + \sum \frac{d(Li)}{dt} + \sum \int \frac{i}{C}\, dt + \sum u, \tag{7}$$

în expresia $\sum \frac{d(Li)}{dt}$ fiind cuprinse atît forțele electromotoare de inducție proprie, cît și acelea de inducție mutuală.

Rezolvarea ecuației (7) nu se poate face atunci cînd ea reprezintă funcționarea unui circuit neliniar, chiar atunci cînd tensiunea de alimentare a circuitului este alternativă și perfect sinusoidală. Problema nu poate fi rezolvată decît calitativ — pe cale grafică, sau cantitativ — prin aproximații succesive.

Se poate da o soluție problemei dacă se folosește dezvoltarea în serie Taylor a caracteristicii volt-amper a elementelor neliniare. Se va obține astfel:

$$i = i_0 + \left(\frac{di}{du}\right)_0 (u - u_0) + \frac{1}{2!}\left(\frac{d^2i}{du^2}\right)_0 (u - u_0)^2 + \ldots + \\ + \frac{1}{n!}\left(\frac{di}{du^n}\right)_0 (u - u_0)^n + \ldots \tag{8}$$

în care diversele derivate ale lui i sînt luate pentru un punct în care $u = u_0$; dintre acestea, coeficientul termenului de gradul întîi este inversul impedanței dinamice a caracteristicii. Este evident că, pentru $u = u_0$ avem $i = i_0$; dacă u_0 este pozitiv, cum elementul considerat este *receptor*, atunci puterea absorbită $u_0 i_0$ trebuie să fie pozitivă și deci i_0 trebuie să fie și el pozitiv.

Să presupunem că tensiunea de alimentare a circuitului este perfect sinusoidală și de forma

$$u = U\sqrt{2}\cos \omega t = U_m \cos \omega t. \tag{9}$$

*) p. 216.

Introducînd aceste valori în relaţia (8), se obţine

$$i = i_0 + \left(\frac{di}{du}\right)_0 (U\sqrt{2}\cos\omega t - U_0) + \frac{1}{2!}\left(\frac{d^2i}{du^2}\right)_0 (U\sqrt{2}\cos\omega t - U_0)^2 + \ldots +$$

$$+ \frac{1}{(2n-1)!}\left(\frac{d^{2n-1}i}{du^{2n-1}}\right)_0 (U\sqrt{2}\cos\omega t - U_0)^{2n-1} + \qquad (10)$$

$$+ \frac{1}{(2n)!}\left(\frac{d^{2n}i}{du^{2n}}\right)_0 (U\sqrt{2}\cos\omega t - U_0)^{2n} + \ldots$$

Dar

$$\left.\begin{aligned} \cos^{2n-1}\omega t &= \frac{1}{2^{2n-1}}\sum_{k=0}^{n-1} C_k^{2n-1}\cos(2n-2k-1)\omega t, \\ \cos^{2n}\omega t &= \frac{1}{2^{2n}}\left[\sum_{k=0} C_k^{2n}\cos 2(n-k)\omega t + C_n^{2n}\right] \end{aligned}\right\} n = 1,2,\ldots$$

înlocuind aceste valori în relaţia (10) se obţine

$$i = I_0 + I_1\sqrt{2}\cos\omega t + I_2\sqrt{2}\cos 2\omega t + I_3\sqrt{2}\cos 3\omega t + \ldots +$$

$$+ In\sqrt{2}\cos n\omega t + \ldots, \qquad (11)$$

în care :

$$I_0 = \frac{1}{\sqrt{2}}\left\{i_0 - \left(\frac{di}{du}\right)_0 U_0 + \frac{1}{2!}\left(\frac{d^2i}{du^2}\right)_0 (U^2 + U_0^2) - \frac{1}{3!}\left(\frac{d^3i}{du^3}\right)_0 (3U^2 + U_0^2) + \ldots\right\}$$

$$I_1 = \left(\frac{di}{du}\right)_0 U - \frac{2}{2!}\left(\frac{d^2i}{du^2}\right)_0 UU_0 + \frac{3}{3!}\left(\frac{d^3i}{du^3}\right)_0 \left(\frac{1}{2}U^2 + U_0^2\right)U + \ldots \qquad (12)$$

$$I_2 = \frac{1}{\sqrt{2}}\left\{\frac{1}{2!}\left(\frac{d^2i}{du^2}\right)_0 U^2 - \frac{3}{3!}\left(\frac{d^3i}{du^3}\right)_0 U^2 U_0 + \ldots\right\}$$

$$I_3 = \frac{1}{2.3!}\left(\frac{d^3i}{du^3}\right)_0 U^3 + \ldots$$

Rezultă că dacă, un element neliniar, sau un circuit care conţine elemente neliniare este alimentat cu o tensiune perfect sinusoidală, curentul absorbit de circuit este nesinusoidal.

Un raţionament analog, pornind însă de la dezvoltarea lui u în funcţie de i, conduce la rezultatul că tensiunea la bornele unui element neliniar, străbătut de un curent perfect sinusoidal, este nesinusoidală. Astfel, dacă se alimentează un transformator electric cu fierul saturat cu o tensiune perfect sinusoidală, curentul său de magnetizare este nesinusoidal (fig. 1).

Elementele neliniare pot fi nesimetrice sau simetrice. In primul caz curentul absorbit trebuie să prezinte o simetrie de forma [5]*)

$$f(\omega t) = f(\pi + \omega t),$$

*) p. 193.

iar în al doilea,

$$f(\omega t) = -f(\pi + \omega t).$$

Examinînd expresiile (11) și (12) se poate vedea că, în dezvoltarea (11), coeficienții armonicilor impare provin din coeficienții impari ai dezvoltării (8), iar cei pari din coeficienții pari corespunzători.

3.2. **Aplicarea considerațiilor precedente în cazul concret al unui element neliniar cu caracteristica volt-amper de tipul (4).** Să considerăm un circuit electric, care comportă un element neliniar, funcționînd în-

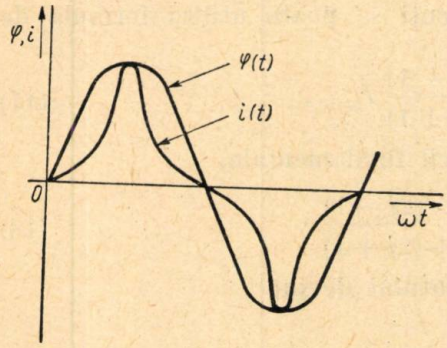


Fig. 1. — Curentul de magnetizare și fluxul, într-un transformator cu miezul saturat.

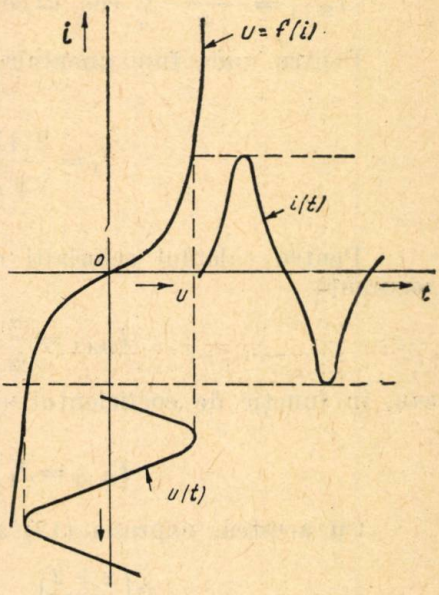


Fig. 2. — Determinarea grafică a undei curentului într-o rezistență neliniară.

tr-un sistem energetic în care unda de tensiune este perfect sinusoidală și să presupunem că funcționarea elementului neliniar este practic fără degajare de căldură; în aceste condiții, caracteristica statică a elementului este în general independentă de frecvență, în special pentru frecvențele joase.

În practică, curba curentului se obține printr-o construcție grafică (fig. 2) și este de forma

$$i(t) = \sum_{k=0}^{\infty} I_{2k+1} \cos(2k+1)\,\omega t, \tag{13}$$

I_{2k+1} ($k = 0, 1, 2, \ldots$) fiind amplitudinile diverselor armonici.

Să calculăm coeficienții Fourier ai seriei (13) prin metoda integrală; vom avea

$$I_{2k+1} = \frac{2}{T}\int_0^T i(t)\cos(2k+1)\,\omega t\,dt = \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} i(t)\cos(2k+1)\,\omega t\,d(\omega t). \tag{14}$$

Ținînd seama de relațiile (4) și (9) rezultă

$$i(t) = A\,U_m^{\alpha}\cos^{\alpha}\omega t;$$

introducînd această expresie în relația (14) și ținînd seama că unda curentului este bisimetrică, calculul coeficienților Fourier se va face cu relația

$$I_{2k+1} = \frac{4\,A\,U_m^{\alpha}}{\pi}\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{\alpha}\omega t \cos(2k+1)\,\omega t\, d(\omega t), k = 0, 1, 2, \ldots \qquad (15)$$

Pentru unda fundamentală, $k = 0$ și se găsește

$$I_1 = \frac{2\,A\,U_m^{\alpha}}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)}. \qquad (16)$$

Pentru calculul celorlalți coeficienți se poate utiliza formula de recurență

$$I_{2k+1} = \frac{\alpha-(2k-1)}{\alpha+(2k+1)} I_{2k-1}, \qquad (17)$$

sau, în funcție de coeficientul armonicii fundamentale,

$$I_{2k+1} = I_1 \prod_{j=1}^{k} \frac{\alpha-(2j-1)}{\alpha+(2j+1)}. \qquad (18)$$

Cu acestea, expresia (13) a curentului devine

$$i(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} A\,U_m^{\alpha} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)} \sum_{k=0}^{n}\left[\prod_{j=1}^{k} \frac{\alpha-(2j-1)}{\alpha+(2j+1)}\right]\cos(2k+1)\,\omega t. \qquad (19)$$

Valoarea efectivă a acestui curent este [5]*)

$$I_{ef} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} A\,U_m^{\alpha} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)} \left\{\sum_{k=0}^{n}\left[\prod_{j=1}^{n} \frac{\alpha-(2j-1)}{\alpha+(2j+1)}\right]^2\right\}^{\frac{1}{2}}. \qquad (20)$$

Se poate ajunge la o expresie mai simplă a valorii curentului efectiv dacă se pleacă de la ecuația de definiție a acestuia. Se găsește **)

$$I_{ef} = \left\{\frac{1}{T}\int_0^T i^2(t)\,dt\right\}^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{4\sqrt{\pi}} A\,U_m^{\alpha}\left[\frac{\Gamma\left(\alpha+\frac{1}{2}\right)}{\Gamma(\alpha+1)}\right]^{\frac{1}{2}}. \qquad (21)$$

*) p. 248.
**) Relație dată și de Babikov [14], p. 159.

Reziduul deformant al undei de curent este

$$I_d = \{I_{ef}^2 - I_{1ef}^2\}^{\frac{1}{2}} = A U_m^{\alpha} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma\left(\alpha + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma(\alpha+1)} - \frac{2}{\pi} \left[\frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

şi coeficientul de distorsiune al acestuia

$$\delta_1 = \frac{I_d}{I_{ef}} = \left\{ 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma(\alpha+1)}{\Gamma\left(\alpha + \frac{1}{2}\right)} \left[\frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (23)$$

Puterea aparentă

$$S = U_{ef} I_{ef} = \frac{1}{4\sqrt{\pi}} A U_m^{\alpha} \left[\frac{\Gamma\left(\alpha + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma(\alpha+1)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (24)$$

Puterea activă

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T ui\, dt = \frac{1}{\sqrt{\pi}} A U_m^{\alpha+1} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)}. \quad (25)$$

Puterea deformantă

$$D = U_{ef} I_d = \frac{1}{\sqrt{2}} A U_m^{\alpha+1} \left\{ \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma\left(\alpha + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma(\alpha+1)} - \frac{2}{\pi} \left[\frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

Puterea reactivă

$$Q = \{S^2 - P^2 - D^2\}^{\frac{1}{2}} = 0. \quad (27)$$

Acest din urmă rezultat ne arată că un element neliniar a cărui caracteristică este de forma (4) are un caracter *rezistiv*.

Factorul de putere

$$K = \frac{P}{S} = \sqrt[4]{\frac{4}{\pi}} \frac{\frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)}}{\left[\frac{\Gamma\left(\alpha + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma(\alpha+1)} \right]^{\frac{1}{2}}} = \cos \xi, \quad (28)$$

şi este numai de natură deformantă.

Energia activă absorbită de circuit

$$W = \int_0^T ui\,dt = \frac{\sqrt{\pi}}{\omega} A U_m^{\alpha+1} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+3}{2}\right)}. \tag{29}$$

3.3. **Generalizare.** Să presupunem acum că circuitul conţine elemente neliniare la care caracteristica volt-amper este de forma (2). Pentru calculul coeficienţilor seriei Fourier (11), care reprezintă curentul nesinusoidal absorbit de circuit, se va aplica aceeaşi relaţie (14) în care funcţia curentului are forma

$$i(t) = a_1 U_m^{\alpha_1} \cos^{\alpha_1}\omega t + a_2 U_m^{\alpha_2} \cos^{\alpha_2}\omega t + \ldots + a_n U_m^{\alpha_n} \cos^{\alpha_n}\omega t + \ldots,$$

tensiunea de alimentare a circuitului fiind presupusă perfect sinusoidală şi de forma (9).

Coeficientul armonicii de ordinul $2k+1$ va fi atunci

$$I_{2k+1} = \frac{4a_1 U_m^{\alpha_1}}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{\alpha_1}\omega t \cos(2k+1)\,\omega t\, d(\omega t) + \ldots +$$

$$+ \frac{4a_j U_m^{\alpha_j}}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{\alpha_j}\omega t \cdot \cos(2k+1)\,\omega t\, d(\omega t) + \ldots =$$

$$= \frac{4}{\pi} \sum_{j=1}^{n} a_j U_m^{\alpha_j} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^{\alpha_j}\omega t \cos(2k+1)\,\omega t\, d(\omega t).$$

Ţinînd seama de rezultatele obţinute în paragraful 3.4 şi de relaţia (18) se găseşte

$$I_{2k+1} = \sum_{j=1}^{n} I_{j1} \prod_{l=1}^{k} \frac{\alpha_j - (2l-1)}{\alpha_j + (2l+1)}, \tag{30}$$

în care

$$I_{j1} = \frac{2a_j U_m^{\alpha_j}}{\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha_j+2}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha_j+3}{2}\right)},$$

n putînd fi oricît de mare, el reprezentînd numărul de termeni care compun expresia caracteristicii volt-amper a elementului neliniar corespunzător.

Scrierea relaţiilor corespunzătoare nu prezintă nici o dificultate deşi este laborioasă.

3.4. **Aplicaţii şi exemple numerice.** 3.4.1. *Primul exemplu.* Fie un circuit conţinînd un element neliniar rezistiv, reprezentînd rezistenţa

neliniară de şuntare a unei sarcini. Caracteristica sa volt-amper, dedusă experimental (fig. 3), poate fi pusă sub forma

$$u = 1030\, i^{0,45}$$

în care i se exprimă în A şi din care se deduce

$$i = \frac{1}{4{,}58.10^6}\, u^{2,22}$$

Dacă valoarea efectivă a tensiunii aplicate este 220 V şi frecvenţa sa $f = 50$ Hz, diversele elemente ale circuitului se calculează cu ajutorul relaţiilor (18), (19), (20) sau (21), (22), (23), (25), (26), (27), (28) şi (29).

Pentru circuitul dat

$$\alpha = 2{,}22, \quad A = \frac{1}{4{,}58.10^6}, \quad U_m = 220\sqrt{2}\ \text{V}.$$

Expresia curentului din circuit este

$$i = 0{,}0596 \cos \omega t + 0{,}0139 \cos 3\,\omega t + 0{,}00145 \cos 5\,(\omega t - 36°) + \\ + 0{,}000437 \cos (7\,\omega t - 180°) + \ldots$$

Valoarea efectivă a acestui curent este

$$I_{ef} = 0{,}0436\ A.$$

Reziduul deformant corespunzător este

$$I_d = 0{,}0102\ A$$

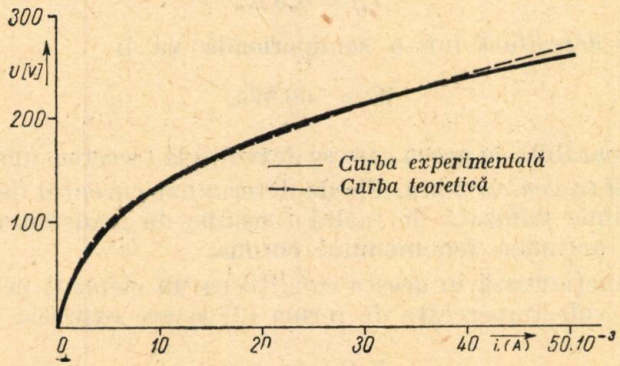


Fig. 3.—Caracteristica volt-amper teoretică şi experimentală a unui semiconductor tip thyrit (în curent alternativ de 50 Hz).

şi *coeficientul de distorsiune*

$$\delta_I = 23{,}4\,\%.$$

Puterile absorbite de circuit sînt:

puterea aparentă $S = 8{,}92$ VA;

puterea activă $P = 8{,}6\ W$,

puterea deformantă $D = 0{,}102 \times 220 = 2{,}24$ V A D.

Factorul de putere din circuit (de natură deformantă)

$$K = \frac{8{,}6}{8{,}92} = 0{,}962.$$

3.4.2. *Al doilea exemplu.* Calculul curentului de însoţire într-un descărcător cu rezistenţă variabilă şi a energiei dezvoltată la trecerea acestui curent.

Fie un descărcător, constituit din şase rezistenţe neliniare de tip tyrit, care lucrează pe o linie de înaltă tensiune de 6 kV.

Luînd pentru rezistenţele de tyrit valorile uzuale întîlnite în practică

$$\beta = 0{,}23, \quad K_1 = 700 \text{ şi deci } K = 6 \times 700 = 4\,200,$$

rezultă

$$\alpha = 4{,}35 \text{ şi } A = \frac{1}{4200^{4{,}35}}.$$

Apoi

$$U_m = 6\,000\ \sqrt{2}\ \text{V şi } f = 50\ \text{Hz}.$$

Valoarea efectivă a curentului de însoţire este

$$I_{ef} = 8{,}9\ \text{A}.$$

Energia dezvoltată într-o semiperioadă va fi

$$W = 566\ \text{Ws},$$

o energie comparabilă cu aceea care se dezvoltă la trecerea undei de impuls.

3.4.3. *Al treilea exemplu.* Fie de determinat curentul deformant care apare într-o linie trifazată de înaltă tensiune de transmitere de energie electrică sub acţiunea fenomenului corona.

Linia funcţionează în aceste condiţii ca un element neliniar a cărui caracteristică volt-amper este de forma (2) şi are expresia (6)

$$i = K\,G\,(u - U_k)\,u. \qquad \text{(A/cm)}$$

Presupunînd că tensiunea simplă a liniei este sinusoidală şi de forma (9), substituind în relaţia (6) se obţine

$$i = A \cos^2 \omega t + B \cos \omega t,$$

unde

$$A = K\,G\,U_m^2 \text{ şi } B = -K\,G\,U_k U_m.$$

Pentru a găsi dezvoltarea în serie Fourier a expresiei curentului, se aplică relația (30). Se găsește

$$i = \left(\frac{8}{3\pi} A + B\right) \cos \omega t + \\ + \frac{8}{\pi} A \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k+1}}{(2k-1)\ (2k+1)\ (2k+3)} \cos (2k+1)\ \omega t. \quad [\text{A/cm}].$$

Valoarea efectivă a acestui curent se poate calcula cu ajutorul relației clasice [5]*) obținîndu-se

$$I_{ef} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{8A}{\pi} \left\{ \left(\frac{1}{3} + \frac{\pi}{8} \frac{B}{A} \right)^2 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{(2k-1)^2 (2k+1)^2 (2k+3)^2} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad [\text{A/cm}].$$

Se poate ajunge la o expresie mai simplă dacă se calculează valoarea efectivă din ecuația ei de definiție. Se găsește

$$I_{ef} = \frac{1}{\sqrt{2}} (0{,}75\, A^2 + B^2)^{\frac{1}{2}}. \quad [\text{A/cm}].$$

Reziduul deformant al acestei unde de curent este

$$I_d = \frac{1}{\sqrt{2}} (0{,}03\, A^2 - 0{,}17\, AB)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{A/cm}],$$

iar *coeficientul său de distorsiune*

$$\delta_I = \left\{ \frac{0{,}03\, A^2 + 0{,}17\, AB}{0{,}75\, A^2 + B^2} \right\}^{\frac{1}{2}}.$$

Puterea activă absorbită de linie pe fază sub efectul corona — și care constituie pierderile prin efect corona — este dată de expresia**)

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T ui\, dt = \frac{1}{2} \left(\frac{8}{3\pi} A + B \right) U_m \left[\frac{\text{kW}}{\text{cm}} \right], \quad (31)$$

căci tensiunea fiind presupusă perfect sinusoidală, din dezvoltarea în serie a curentului nu contribuie la formarea puterii active decît unda fundamentală.

Expresia (31) poate fi considerată — în primă aproximație — ca o nouă formulă de calcul a puterii pierdute prin efect corona în liniile de transmitere de energie electrică de înaltă tensiune.

Puterea aparentă pe fază se calculează cu expresia ei de definiție și se găsește

$$S = U_{ef} I_{ef} = \frac{1}{2} U_m (0{,}75\, A^2 + B^2)^{\frac{1}{2}}. \quad \left[\frac{\text{kVA}}{\text{cm}} \right].$$

*) p. 248.

**) În toate calculele de puteri s-a luat tensiunea în kV.

Puterea deformantă absorbită de linie pe fază este

$$D = U_{ef} I_d = \frac{1}{2}(0{,}03 A^2 - 0{,}17 AB)^{\frac{1}{2}} U_m, \qquad \left[\frac{\text{kVAD}}{\text{cm}}\right].$$

Cunoscînd expresiile lui S, P şi D, ţinînd seama de relaţia (24) se poate calcula puterea reactivă *debitată* de linie pe fază, fenomenul corona fiind capacitiv; se găseşte

$$Q = (S^2 - P^2 - D^2)^{\frac{1}{2}} = 0{,}62\, U_m \sqrt{-AB}, \qquad \left[\frac{\text{kVAR}}{\text{cm}}\right].$$

Factorul de putere corespunzător este [5]*)

$$K = -\frac{P}{S} = -\frac{0{,}85 A + B}{(0{,}75 A^2 + B^2)^{\frac{1}{2}}} = -\cos\varphi \cos\xi.$$

în care

$$\cos\varphi = \frac{P}{\sqrt{P^2+Q^2}} = -\frac{0{,}85 A + B}{(0{,}72 A^2 + B^2 + 0{,}46 AB)^{\frac{1}{2}}},$$

este factorul de putere reactiv şi

$$\cos\xi = \frac{\sqrt{P^2+Q^2}}{S} = \left\{\frac{0{,}72 A^2 + B^2 + 0{,}46 AB}{0{,}75 A^2 + B^2}\right\}^{\frac{1}{2}}$$

este factorul de putere deformant.

Înmulţind expresiile puterilor cu 3 şi cu lungimea totală a liniei, se găsesc valorile totale ale puterilor absolute de o linie trifazată sub acţiunea fenomenului corona.

Pentru aplicarea în practică a relaţiilor stabilite mai sus este necesar să se cunoască factorii A şi B, respectiv G şi K.

Fie pentru aceasta formula dată de Deutsch [17]**)

$$i = \frac{9{,}8 K \varepsilon_0 (u - U_k) u}{h^2 ln \frac{2h}{r}} \tag{32}$$

stabilită pentru un conductor faţă de planul neutru, h fiind distanţa în cm la acest plan, r raza conductorului de asemenea în cm, K un factor avînd dimensiunile [21]***) cm/V$_s$ şi care depinde de polaritatea conductorului, ε_o permitivitatea aerului. Comparînd această relaţie cu relaţia (6) rezultă

$$G = \frac{9{,}8 \varepsilon_o}{h^2 ln \frac{2h}{r}}$$

*) p. 267.
**) p. 215.
***) p. 267.

Pentru K sînt date valorile *) — pentru aer — 1,372 pentru conductorul pozitiv şi 1,909 pentru conductorul negativ.

Pentru exemplificare, să considerăm o linie trifazată **) de 110 kV şi 100 km lungime avînd conductorii în acelaşi plan orizontal. Datele constructive ale acestei linii sînt:

raza conductoarelor $r = 4{,}76$ mm
distanţa minimă a conductorilor faţă de pămînt $h = 7{,}50$ m
tensiunea critică [22] $U_k = 52{,}0$ kV
tensiunea nominală simplă $u = 63{,}6$ kV

$$\text{Luînd } \varepsilon_0 = \frac{1}{9.10^9}, \text{ se găseşte}$$

$$G = 2{,}4.10^{-16}.$$

Linia fiind de curent alternativ se ia $K = \frac{1}{2}(1{,}372 + 1{,}909) = 1{,}64$;

rezultă $A = 3{,}16.10^{-6}$ şi $B = -2{,}58.10^{-6}$.

Cu aceste elemente, expresia curentului instantaneu de convecţie:

$$i = 0{,}11 \cos \omega t + 8{,}06 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k+1}}{(2k-1)(2k+1)(2k+3)} \cos (2k+1)\omega t; \quad \left[\frac{\mu A}{cm}\right]$$

valoarea efectivă a curentului

$$I_{ef} = 2{,}64, \qquad \left[\frac{\mu A}{cm}\right]$$

reziduul deformant al acestui curent

$$I_d = 0{,}92, \qquad \left[\frac{\mu A}{cm}\right]$$

coeficientul de distorsiune

$$\delta_I = 34{,}9\,\%,$$

puterea absorbită de linie şi deci pierderile de putere prin efectul corona

$$P = 5{,}15 \cdot 10^{-6} \text{ kW/cm} = 0{,}515 \text{ kW/km şi fază,}$$

iar pentru întreaga linie

$$P = 1{,}55 \qquad \left[\frac{kW}{km}\right],$$

puterea aparentă absorbită de linie

$$S_1 = 118{,}7.10^{-6} \text{ kVA/cm} = 11{,}87 \text{ kVA/km şi pe fază,}$$

iar pentru întreaga linie

$$S = 35{,}6 \qquad \left[\frac{kVA}{km}\right];$$

*) p. 267.

**) În literatura tehnică sînt date expresii pentru caracteristici volt-amper şi pentru cazul liniilor trifazate. Ele sînt însă mult mai complicate şi deci mai greu de aplicat. Vezi [17], p. 218 şi [21], p. 620.

puterea deformantă

$$D = 40.10^{-6} \text{ kVAD/cm} = 4 \text{ kVAD/km}$$ şi pe fază

şi pentru întreaga linie

$$D = 12 \text{ kVAD/km};$$

puterea reactivă produsă de linie

$$Q = 11{,}28 \text{ kVAR/km}$$

şi pentru întreaga linie

$$Q = 33{,}8 \text{ kVAR/km}$$

factorul de putere

$$K = \cos \varphi \cdot \cos \xi = -0{,}044$$

unde $\cos \varphi = -0{,}046$ este factorul de putere reactiv şi
$\cos \xi = 0{,}949$ este factorul de putere deformant.

4. CONCLUZII

4.1. Introducerea pe scară largă a elementelor neliniare în circuitele electrice şi în sistemele energetice, la care unda de tensiune — sau de curent — este sinusoidală, produc regimuri energetice deformante, elementele neliniare jucînd rolul de aparate deformante de prima categorie.

4.2. Existenţa efectelor deformante ale anumitor elemente sau aparate şi legătura lor cu fenomenul de neliniaritate, au fost constatate pînă acum, în general calitativ, pe cale de experienţă sau prin calcule grafice; o cercetare cantitativă, analitică, a acestei interdependenţe nu s-a făcut pînă astăzi decît în cazuri simple.

4.3. Studiul împreună a fenomenelor de neliniaritate şi deformante arată o completă interdependenţă a lor.

4.4. Cîmpul de cercetare a acestor probleme este vast şi departe de a fi examinat în totalitatea sa.

СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ДЕФОРМИРУЮЩИМИ ЯВЛЕНИЯМИ И НЕЛИНЕЙНОСТЬЮ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ КОНТУРОВ

РЕЗЮМЕ

В настоящей работе авторы исследуют связь между явлением нелинейности электрических контуров и их деформирующим аспектом.

После краткой классификации нелинейных элементов показывается, каковы типы их аналитических характеристик. Предполагая, что

электродвижущая сила контура синусоидальна, устанавливается ряд зависимостей, характеризующих соответствующий режим (мощность деформирования в контуре и деформирующий остаточный ток) в зависимости от степени нелинейности последнего, а также и соотношения, характеризующие энергетический аспект нелинейных, деформирующих контуров.

В заключение дается несколько примеров, как можно рассчитывать мощность деформирования тогда, когда известен фактор нелинейности элементов контура.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Намагничивающий ток и магнитный поток в трансформаторе с насыщенным сердечником.

Рис. 2. — Графическое определение волны тока в нелинейном сопротивлении.

Рис. 3. — Теоретическая и экспериментальная вольтамперная характеристика полупроводника типа тирита (при переменном токе в 50 гц).

CORRÉLATION ENTRE LES PHÉNOMÈNES DÉFORMANTS ET LA NON-LINÉARITÉ DES CIRCUITS ÉLECTRIQUES

RÉSUMÉ

Dans ce travail, les auteurs étudient la liaison entre le phénomène de non-linéarité des circuits électriques et leur aspect déformant.

Après une brève classification des éléments non linéaires, ils indiquent les types de leurs caractéristiques analytiques. Dans l'hypothèse où la force électromotrice dans le circuit serait sinusoïdale, ils établissent plusieurs relations caractérisant, d'une part, le régime déformant correspondant (puissance déformante dans le circuit et résidu déformant du courant électrique), en fonction de son degré de non-linéarité, et, d'autre part, l'aspect énergétique des circuits électriques non linéaires, déformants.

Pour conclure, ils donnent quelques exemples pour montrer comment on peut calculer la puissance déformante, lorsqu'on connaît le facteur de non-linéarité des éléments du circuit.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Courant de magnétisation et flux, dans un transformateur à noyau saturé.

Fig. 2. — Détermination graphique de l'onde de courant dans une résistance non linéaire.

Fig. 3. — Caractéristiques tension-courant théorique et expérimentale d'un semi-conducteur du type thyrite (en courant alternatif de 50 Hz).

BIBLIOGRAFIE

1. C. BUDEANU, *Puissances réactives et fictives*. IRE, Bucureşti, 1927.
2. — *Quelques considérations sur les espaces supérieurs*. Bull. de l'Ecole Pol. Buc., **I**, 53 (1929).
3. — *Asupra formei de undă a maşinilor electrice*. Studii şi cercetări de energetică, **II**, 17—26, 1952.
4. A. BLONDEL, *Sur les puissances et hormanances mutuelles des courants alternatifs*, IRE, Bucureşti *7* (1930).
5. I. S. ANTONIU, *Chestiuni speciale de electrotehnică*. Ed. Acad. R.P.R., Bucureşti, 1956.
6. C. BUDEANU, I. S. ANTONIU, *Identificarea fenomenelor deformante în întreprinderile industriale de electricitate*. Studii şi cercetări de energetică, **VII** *1*, (1957).
7. M. FRÉCHET, R. ROMANN, *Représentation des lois empiriques par des formules approchées*. Paris, 1930.
8. M. NICOLESCU, *Analiză matematică*. **II**, Ed. tehnică, Bucureşti, 1958.
9. L. V. BEWLEY, *Travelling waves on transmission system*. F. Wiley, New York, 1933.
10. CRAGGS, MEEK, *High voltage laboratory technique*, Butterworths, London, 1954.
11. F. STĂNCIULESCU, *Determinarea formei de undă a unui generator de impuls pentru sarcini rezistive neliniare*. Studii şi cercetări de energetică, **VII**, *3*, (1957).
12. I. LANGMUIR, K. T. COMPTON, *Electrical discharges in gazes*. p. 11 RMPh, **3** 191, (1931).
13. D. C. CHILD, *Discharges from hot CaO*; *PhR*. **32**, 492, mai 19.
14. M. A. BABICOV, *Aparate electrice*. Ed. energetică de Stat, Bucureşti 1951.
15. R. ROUGÉ, *Représentation algébrique de caractéristiques magnétiques*. Bull. de la Société Française des Electriciens, 5-e série, **VI**, 881—892 (1936).
16. T. R. SCOTT, *Transistors and other crystal valves*. Mac Donald-Evans Ltd, London, 1955.
17. L I. SIROTINSKI, *Tehnica tensiunilor înalte*, Ed. energetică de Stat, Bucureşti, 1954.
18. P. KEMP, *Theory of alternating current wave-forms*. Chapman and Hall, London, 1934.
19. A. ANGOT, *Compléments de mathématiques*. Paris, 1949.
20. I. M. RÎJIC, I. S. GRADSTEIN, *Tabele de integrale, sume, serii şi produse*. Ed. tehnică, Bucureşti, 1955.
21. Н. А. КАЙЦОВ, *Электрические явления в газах и вакууме*, ГТИ, Москва, 1951.
22. F. W. PEEK, Jr., *Phénomènes diélectriques dans la technique des hautes tensions*. Paris, 1924.

PRECIZĂRI ASUPRA ÎNCĂLZIRII ŞI RĂCIRII TURBOGENERATOARELOR DE MARE PUTERE

DE

C. APETREI

1. PROBLEMA

Unul din factorii principali care limitează superior puterea la care pot fi construite în general maşinile electrice rotative, în special turbogeneratoarele sincrone, este solicitarea termică admisibilă în sensul menţinerii temperaturii diferitelor părţi componente ale maşinii la valori determinate de condiţiile exploatării şi natura materialelor utilizate.

Într-adevăr, puterea (P) a unei maşini electrice la o turaţie dată în funcţiune de densitatea de curent (δ) inducţia magnetică (B) şi dimensiunile ei geometrice (L), poate fi exprimată sub următoarea formă generală :

$$P = K\,\delta\,B\,L^4. \qquad (1)$$

Expresia (1), în care K este un factor de proporţionalitate, arată că mărirea puterii unei maşini poate fi obţinută fie prin creşterea dimensiunilor ei geometrice, fie prin majorarea densităţii δ şi a inducţiei B.

Creşterea dimensiunilor unei maşini electrice este limitată în principal de solicitările mecanice admisibile ale materialelor ; materiale constructive utilizate în fabricaţia maşinilor electrice limitează dimensiunile rotoarelor turbogeneratoarelor sincrone aproximativ la următoarele valori : diametrul $D = (1{,}1 \div 1{,}2)$ m iar lungimea $l = (7 \div 8)$ m.

Creşterea puterii maşinii electrice la dimensiuni date prin mărirea sarcinilor electromagnetice este de asemenea limitată printre alţi factori de valoarea randamentului şi condiţiile în care are loc răcirea.

La două maşini electrice geometric asemenea de puteri P_1 şi P_2, pierderile electrice p_1 respectiv p_2, în cazul cînd trecerea de la o putere la

alta se face prin variația dimensiunilor la δ și B constante satisfac o relație de forma

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{3/4}. \tag{2}$$

În cazul cînd trecerea se face la turație și dimensiuni constante, prin variația densității de curent δ și a inducției B în același raport, ar pierderile funcție de δ și B sînt exprimate de legi asemănătoare, relația (2) ia forma

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{P_2}{P_1}. \tag{3}$$

Raportul randamentelor η_2 și η_2', obținute în cele două cazuri poate fi pus sub forma

$$\frac{\eta_2}{\eta_2'} = \frac{P_2 - p_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{3/4}}{P_2 - p_1\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}. \tag{4}$$

Se poate observa că raportul randamentelor are o valoare supraunitară, și deci în cadrul ipotezelor făcute este mai avantajoasă calea majorării puterii mașinii prin mărirea dimensiunilor sale; variația dimensiunilor mașinii fiind însă limitată superior mărirea puterii se poate realiza prin majorarea sarcinilor electromagnetice.

Raportul fluxurilor termice specifice w, w', determinat în cadrul unor ipoteze identice cu cele formulate în stabilirea relațiilor (2) și (3), are următoarea formă:

$$\frac{w}{w'} = \frac{1}{P^{3/4}}, \tag{5}$$

unde P reprezintă puterea P_2 raportată la P_1.

Deși relațiile (1) ... (5) pentru mașinile electrice reale au doar un caracter orientativ, ele arată că răcirea, la puteri crescătoare ale mașinii, are loc în condiții din ce în ce mai grele; această considerație devine hotărîtoare în cazul în care mărirea puterii mașinii se face la dimensiuni constante prin majorarea sarcinilor electromagnetice (vezi relația (5)).

Din cele expuse rezultă, că pentru construirea unor mașini electrice cu puteri din ce în ce mai mari la dimensiuni limitate superior, este necesar ca pe de o parte să se utilizeze materiale electroizolante cu caracteristici termice superioare, iar pe de altă parte, să se adopte scheme constructive de răcire noi care să intensifice transferul de căldură de la mașină la agentul de răcire.

Teoria și practica construcției mașinilor de mare putere, din U.R.S.S. și alte țări cu o industrie electrotehnică dezvoltată, au rezolvat aceste probleme; în prezent cu materiale de fabricație curentă — constructive și

izolante — se pot construi maşini sincrone, turbogeneratoare, cu puteri de ordinul a 300 ÷ 500 MW, caracterizate de indici tehnico-economici superiori.

În lucrarea de faţă, pe baza unor consideraţii simple asupra proceselor termice din maşină, se caută să se deducă factorii hotărîtori în procesul de încălzire şi răcire al maşinilor electrice ; se face analiza comparată a unor fluide de răcire funcţie de natura şi caracteristicile fluidului în schema de răcire ; se prezintă cîteva scheme moderne de răcire a maşinilor sincrone şi se indică posibilităţile principiale noi de răcire a maşinilor sincrone instalate în centralele termoelectrice ce funcţionează pe gaz metan.

Trebuie subliniat că deşi în lucrare se are în vedere în primul rînd turbogeneratoarele de mare şi foarte mare putere, consideraţiile făcute pot prezenta interes în general pentru construcţia maşinilor electrice, independent de puterea lor.

2. PROCESUL ÎNCĂLZIRII ŞI TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ÎN MAŞINILE ELECTRICE

În regim de funcţionare staţionar cîmpul termic care se stabileşte într-o maşină depinde în principal de modul de repartizare volumetrică a pierderilor, de forma constructivă a maşinii şi de schema de răcire adoptată ; din simpla enumerare a factorilor ce definesc cîmpul termic rezultă că o reprezentare general valabilă a acestui cîmp, este greu de dat. În cazurile concrete însă, cu anumite ipoteze simplificatoare, pe baza legilor generale ale transmiterii căldurii pot fi făcute anumite consideraţii asupra cîmpului termic.

În figura 1, ca exemplu, s-a dat reprezentarea aproximativă a cîmpului termic ce se stabileşte în statorul unei maşini într-un plan perpendicular pe axa ei.

În cazul luat ca exemplu, dacă într-o primă aproximaţie se neglijează transmiterea căldurii în direcţie axială, procesul de răcire al maşinii poate fi prezentat în modul următor : pierderile de energie dezvoltate în înfăşurarea izolată dispusă în crestături şi în pachetele de tole statorice se evacuează în exterior sub formă de căldură prin suprafaţa determinată de jugul statoric S_e şi suprafaţa S_i definită de dinţii statorici şi penele crestăturilor.

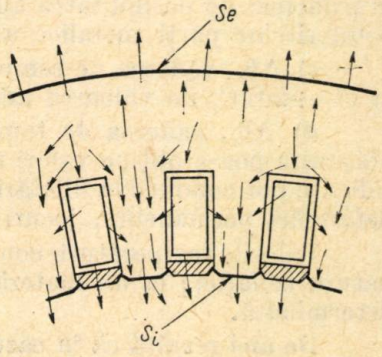


Fig. 1. — Cîmpul termic simplificat în armătura statorică.

Deşi cîmpul termic poate să aibă, funcţie de sistemul de răcire adoptat şi o altă configuraţie, în cazul simplificat considerat pot fi făcute cîteva observaţii importante :

a) din punct de vedere termic, zona dentară constituie partea cea mai puternic solicitată a maşinii ;

b) în cazul cînd se neglijează radiația, apar două căderi de temperatură principial deosebite; căderi de temperatură în conductorul înfășurării, în stratul izolant al acesteia, în fier etc. corespunzătoare transmiterii de căldură prin conductibilitate și căderi de temperatură la suprafața corpurilor corespunzătoare transmiterii de căldură prin convecție;

c) transmiterea de căldură de la diferitele părți calde ale mașinii către agentul de răcire poate fi imaginată că are loc prin rezistențe termice.

Pe baza ultimei observații în figura 2, se dă schema echivalentă a procesului de transmitere al căldurii corespunzătoare cazului considerat în figura 1.

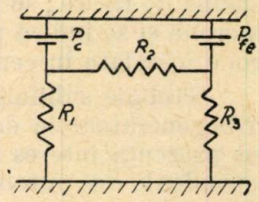


Fig. 2. — Schema echivalentă a procesului de transmitere a căldurii.

Rezistențele termice R_1, R_2, R_3 din schema echivalentă se calculează considerînd natura procesului de transmitere a căldurii, prin conductibilitate și convecție și configurația cîmpului termic.

Rezistențelor R_1, R_2, R_3 le corespund căderi de temperatură în diferitele zone ale mașinii bine determinate; cunoscînd rezistențele termice și căderile de temperatură corespunzătoare se poate calcula temperatura mașinii în zona care interesează; astfel, temperatura conductorului înfășurării dispus în crestătură se poate calcula prin intermediul căderilor de temperatură cu ajutorul unei expresii de forma

$$\theta_c = \theta_a + \Delta\theta_a + \Delta\theta_s + \Delta\theta_i . \qquad (6)$$

Asupra valorilor termenilor ce intervin în expresia (6) se pot face următoarele observații:

a) θ_a, temperatura agentului de răcire la intrarea sa în mașină, este limitată de obicei la 35°C și în mod practic depinde de schema de răcire adoptată — circuit deschis, închis etc.

b) $\Delta\theta_a$, încălzirea medie a agentului de răcire în mașină, poate lua valori maxime de ordinul a 25÷30°C; valoarea sa maximă este limitată în principal de posibilitatea apariției deformărilor permanente neuniforme a diferitelor părți metalice a mașinii;

c) $\Delta\theta_s$, căderea de temperatură la suprafață, este limitată de obicei la (15÷20)°C, de valoarea admisibilă a temperaturii conductorului;

d) $\Delta\theta_i$, căderea de temperatură în izolație, în cazul construcțiilor obișnuite poate obține valori maxime de ordinul a (25÷30)°C; valori mai ridicate pot conduce la dilatări inegale ale conductorului față de armătură, deformări permanente, jocuri în crestătură și distrugerea izolației.

Valorile temperaturii conductorului înfășurării pot varia în funcție de natura izolației; la un material izolant dat temperatura θ_c este însă bine determinată.

De aici rezultă că în cazul adoptării unui material izolant, la un sistem de răcire dat, termenii din expresia (6) asupra cărora se poate acționa în vederea intensificării procesului de răcire sînt încălzirea agentului

de răcire $\Delta\theta_a$ şi căderile de temperatură la suprafaţă şi în izolaţie $\Delta\theta_s$ şi $\Delta\theta_i$.

3. ANALIZA EXPRESIILOR CE DEFINESC VALORILE LUI $\Delta\theta_a$, $\Delta\theta_s$ ŞI $\Delta\theta_i$

Expresiile ce definesc încălzirea aerului $\Delta\theta_a$ şi căderile de temperatură $\Delta\theta_s$, $\Delta\theta_i$ în cazul cînd se neglijează transmiterea de căldură în direcţie axială au următoarea formă:

$$\Delta\theta_a = \frac{\Sigma p}{\gamma c V}, \tag{7}$$

$$\Delta\theta_s = \frac{Q_1}{S_s \alpha}, \tag{8}$$

$$\Delta\theta_i = \frac{Q_2 \delta}{S_i \lambda}. \tag{9}$$

În expresiile (7), (8), (9) intervin următoarele mărimi:

Σp — pierderile de energie evacuate de agentul de răcire în unitatea de timp sub formă de căldură;

γ, c — greutatea respectiv căldura specifică a agentului de răcire la temperatură şi presiune date;

V — debitul agentului de răcire;

α, λ — coeficientul de transmitere a căldurii prin convecţie respectiv conductibilitate; pentru convecţie, se ia în consideraţie suprafaţa de răcire S_s iar pentru conductibilitate suprafaţa S_i;

Q_1,Q_2 — căldura corespunzătoare sumei pierderilor în Fe şi partea activă a înfăşurării, respectiv pierderilor în zona activă a înfăşurării.

Expresia coeficientului de transmitere a căldurii α, în funcţie de natura regimului hidrodinamic al agentului de răcire poate fi pusă sub forma [8]

a) regim turbulent:

$$\alpha = 0{,}023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{v d}{\nu}\right)^{0{,}8} \left(\frac{\nu}{a}\right)^{0{,}4}, \tag{10}$$

unde v este viteza medie a agentului de răcire în canalul de răcire cu diametrul echivalent d iar $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$;

b) regim laminar

$$\alpha = 4{,}25 \frac{\lambda}{d}. \tag{11}$$

Coeficientul de transmitere a căldurii λ este funcție de natura materialului izolant, în cazul mai multor straturi izolante, λ_e putînd fi exprimat sub următoarea formă:

$$\lambda_e = \frac{\delta_t}{\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \tag{12}$$

n, reprezintă numărul straturilor izolante de grosime totală δ_t, fiecare strat avînd grosimea δ_i și conductibilitatea λ_i.

Pentru comparație în tabela 1 se indică valorile c γ, ν și λ pentru cîteva fluide ce pot fi utilizate ca agenți de răcire; valorile sînt indicate în unități absolute și relative, în ultimul caz considerîndu-se valori de referință valorile caracteristice aerului.

Expresiile (7), (8), (9) pot fi analizate comparativ pe baza datelor indicate în tabela 1.

3.1. Relația (7) arată că în cazul creșterii pierderilor Σp, încălzirea agentului de răcire $\Delta\theta_a$ poate fi menținută în limite acceptabile prin creșterea corespunzătoare a produsului $c\gamma$ respectiv a debitului V. Creșterea substanțială a produsului $c\gamma$ se poate obține doar în cazul utilizării ca agent de răcire a unui lichid — de exemplu apa —, în cazul gazelor analizate produsul $c\gamma$ rămînînd practic constant — diferența de maximum (5÷20) %; creșterea debitului agentului de răcire este însoțită de o înrăutățire a randamentului global al mașinii.

De aici rezultă că menținerea încălzirii agentului în limite admisibile, la creșteri a solicitărilor electromagnetice a mașinii — deci la majorări a pierderilor — poate fi obținută fie prin utilizarea ca agent de răcire a unor lichide, fie prin înrăutățirea, în condiții date, a randamentului global al mașinii.

3.2. Relația (8) arată că valoarea căderii de temperatură la suprafață, la Q_1 și S_s date, depinde de valoarea coeficientului de transmitere a căldurii α. Coeficientul α depinde de natura suprafeței de răcire, de natura agentului de răcire și caracteristicile regimului hidrodinamic al fluidului de răcire în mașină.

Expresia (10), valabilă în regim turbulent, poate scoate în evidență influența caracteristicilor fluidului: $c\gamma$, λ, ν asupra coeficientului α prin o relație de forma:

$$\alpha = \lambda^{0,6}\left(\frac{c\gamma}{\nu}\right)^{0,4}. \tag{13}$$

Dacă se are în vedere legea de variație a greutății specifice (γ) și a viscozității cinematice (ν) a agentului de răcire în funcție de temperatură și presiune:

$$\begin{aligned} \gamma_{t,p} &= \gamma_{0,p_a}\frac{273}{273+t}\frac{p}{p_a} \\ \nu_{t,p} &= \nu_{0,p_a}\left(\frac{273+t}{273}\right)^2\frac{p_a}{p} \end{aligned} \tag{14}$$

Tabela 1

Natura fluidului	c : căldura specifică				γ : greutatea specifică		ν : viscozit. cinematică				λ : conduct. termică			
	0°C		100°C		t = 0°C; p = 1 ata.		0°C		100°C		0°C		100°C	
	kcal/kg°C	u.r.	kcal/kg°C	u.r.	kgr/nm³	u.r.	$10^5 \nu m^2/s$	u.r.	$10^5 \nu m^2/s$	u.r.	10^{-3}kcal/ m.h.°C	u.r.	10^{-3}kcal/ m.h.°C	u.r.
Aer	0,239	1	0,241	1	1,292	1	1,331	1	2,316	1	21,364	1	27,40	1
Hidrogen	3,390	14,1	3,450	14,1	0,090	0,069	0,094	0,07	0,159	0,069	150	7,05	186	6,8
Gaz metan	0,517	2,16	0,584	2,43	0,716	0,555	1,446	1,08	2,557	1,1	26	1,23	28,5 la 20°C	—
Apă	1,030*)	4,35	—	—	1000	780	1,017**)	0,76	2,053**)	0,885	540*)	25,4	—	—

Observaţii

*) Valoarea la temperatura mediului ambiant
**) Valori valabile pentru abur

şi se neglijează variaţiile lui c şi λ funcţie de presiune, (14) introdus în (10), scoate în relief influenţa presiunii agentului de răcire asupra coeficientului α prin o relaţie de forma

$$\alpha = p^{0,8}. \tag{15}$$

În stabilirea relaţiilor (13) şi (15) s-au considerat mărimi variabile doar acele mărimi a căror influenţă asupra lui α s-a urmărit a se reliefa.

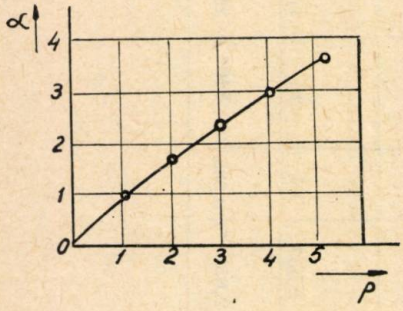


Fig. 3. — Variaţia.

În figura 3, se arată legea de variaţie a coeficientului α în funcţie de presiunea p în condiţiile în care s-a stabilit relaţia (15).

Pentru a scoate în relief influenţa naturii mişcării agentului de răcire asupra coeficientului α, în tabela 2 se dau valorile lui α, exprimate în u.r., în cazul regimului turbulent respectiv laminar pentru aer, hidrogen şi gaz metan; calculele au fost făcute cu ajutorul expresiilor (10) respectiv (11).

Datele din tabela 2 indică necesitatea asigurării regimului turbulent pentru asigurarea unei răciri eficiente; regimul turbulent poate fi asigurat la viteze critice, v_{cr} ale agentului de răcire, care satisfac inegalitatea:

$$v_{cr.} \geqslant \frac{\nu \mathcal{R}e_{cr.}}{d}, \tag{16}$$

unde valoarea critică a numărului Reinolds poate fi luată pentru acoperire $\mathcal{R}e_{cr.} \geqslant 10\,000$.

Din cele expuse rezultă că pentru micşorarea căderii de temperatură

Tabela 2

Natura gazului şi natura regimului		Aer	Hidrogen	Gaz metan
Regim turbulent	$v = 15$ m/s	1	9,25	1,25
	$v = 30$ m/s	1,73	16,1	2
Regim laminar		0,078	0,56	0,098

$\Delta\theta_s$ este necesară majorarea coeficientului de transmisie a căldurii α; mărirea lui α poate fi realizată prin utilizarea unor fluide de răcire caracterizate de γ, c, λ relativ mari şi viscozităţi cinematice relativ mici.

Mărirea vitezei şi presiunii fluidului de răcire constituie o cale indicată pentru intensificarea procesului de răcire al maşinii; valorile vitezei şi presiunii agentului de răcire sînt limitate superior de valorile admisibile ale randamentului global al maşinii; pentru realizarea unei răciri

eficace a maşinii este absolut necesară asigurarea regimului turbulent de mişcare a agentului de răcire în maşină.

3.3. Relaţia (9) arată că micşorarea căderii de temperatură în stratul izolant, la Q_2 şi S_i date, se poate realiza prin micşorarea grosimii stratului izolant (δ) şi majorarea coeficientului de transmitere a căldurii λ. Grosimea stratului izolant depinde de caracteristicile dielectrice ale izolaţiei iar λ la izolaţie dată, de caracteristicile fluidului de răcire — relaţia (12).

Căderea de temperatură $\Delta\theta_i$ poate fi sensibil micşorată prin stabilirea unei tehnologii adecvate a înfăşurării — a se vedea de exemplu [7] — sau anulată în cazul cînd se trece de la sistemul indirect de răcire al conductorului înfăşurării, sistemul clasic, la răcirea directă; sistemul de răcire direct al conductorului înfăşurării este utilizat în prezent pe scară largă îndeosebi pentru maşinile sincrone de mare şi foarte mare putere.

3.4. Analiza expresiilor (7), (8), (9) arată că în principiu există posibilităţi de micşorare a componentelor care determină temperatura θ_c a conductorului înfăşurărilor. Această situaţie oferă posibilitatea creşterii sarcinilor electromagnetice şi deci creşterii puterii maşinii la gabarit limitat cu respectarea solicitărilor termice admisibile; în principiu raportul puterilor a două maşini cu gabarit şi solicitări termice constante, însă răcite diferit, este egal cu raportul sumei căderilor de temperatură obţinute în cazul celor două sisteme de răcire distincte.

Trebuie subliniat, ca o observaţie generală relativ la răcirea maşinilor electrice independent de puterea lor, că performanţele care se pot obţine prin intensificarea procesului de răcire în cazul măririi vitezei, a presiunii agentului de răcire, a schimbării fluidului de răcire etc. nu pot fi obţinute complet decît în cazul cînd se renunţă la sistemul clasic indirect de răcire al conductorului înfăşurării; în cazul sistemului de răcire indirect $\Delta\theta_i$ prin valoarea sa admisibilă va limita totdeauna solicitările electromagnetice ale maşinii de gabarit dat.

Consideraţiile făcute au avut în vedere procesul de încălzire şi răcire a înfăşurărilor maşinii deoarece în cazul maşinilor sincrone acestea sînt elementele puternic solicitate termic; analiza procesului de încălzire şi răcire a ferului maşinii poate fi efectuată în principiu, pe baza aceloraşi consideraţii.

4. SISTEME DE RĂCIRE A MAŞINILOR SINCRONE DE MARE PUTERE

Sistemele de răcire moderne ale maşinilor sincrone turbogeneratoare se vor prezenta în mod succint separat pentru rotor şi stator.

4.1. *Sistem exterior de răcire a înfăşurării rotorice.* Modul cum se degajează căldura de la înfăşurarea rotorică fluidului de răcire este reprezentat în mod schematic în fig. 4; căldura este preluată de agentul de răcire la suprafaţa exterioară a rotorului. Sistemul de răcire respectiv este puţin eficace şi permite realizarea unor generatoare cu puteri unitare de ordinul zecilor de MW.

Pentru intensificarea procesului de răcire se poate apela la diferite procedee printre care amintim : mărirea numărului de crestături, adoptarea unui fluid de răcire ce permite mărirea lui α, mărirea vitezei agentului de răcire în întreferul mașinii etc.

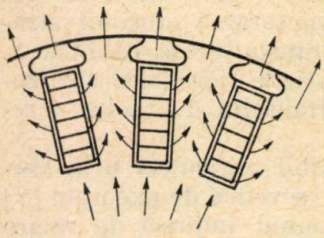


Fig. 4. — Răcirea armăturii rotorice.

Indicațiile privind intensificarea convecției pot să apară neeconomice în cazul răcirii indirecte deoarece valoarea lui $\Delta\theta_i$ își păstrează caracterul ei limitativ.

4.2. *Sistem exterior de răcire a înfășurării rotorice cu răcire interioară a ferului rotoric.* În acest caz, față de sistemul precedent, se realizează o răcire suplimentară prin introducerea fluidului de răcire și în canalele practicate sub înfășurarea de excitație sau în dinții rotorici (fig. 5).

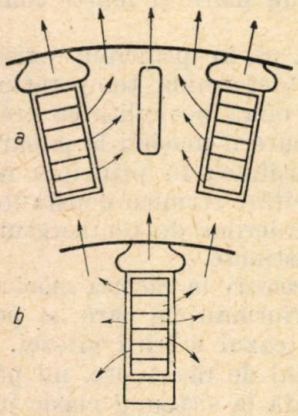


Fig. 5. — Răcirea înfășurării rotorice cu răcirea suplimentară a forului rotoric.

Practica a arătat că soluția reprezentată în figura 5 *b* în afara ineficacității sale poate prezenta chiar influențe negative asupra celorlalți indici tehnico-economici ai mașinii și de aceea nu este recomandabilă [3].

Soluția prezentată în figura 5*a*, deși puțin eficace asociată cu alte procedee de îmbunătățire a răcirii — mărirea numărului de crestături de exemplu — permite ridicarea puterii mașinii la gabarit dat limitat superior.

4.3. *Sistem de răcire direct a cuprului înfășurării rotorice.* Spălarea directă a suprafețelor calde a conductorului înfășurării rotorice de către agentul de răcire se poate realiza constructiv după diferite scheme ; în figura 6 sînt reprezentate 3 soluții posibile. În [6] se dau schemele de ansamblu a răcirii în acest caz.

Deși practicarea canalelor de răcire canalele C.R. din figura 6,

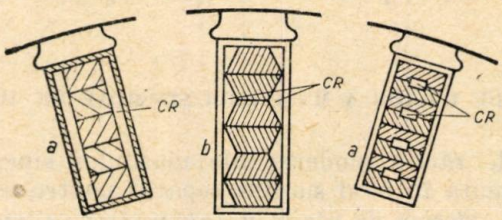


Fig. 6. — Schema de răcire directă a înfășurării.

— conduce la micșorarea secțiunii efectiv disponibilă pentru dispunerea înfășurării, totuși schema de răcire respectivă, trebuie socotită ca una dintre cele mai eficace. În cazul acestei scheme apar următoarele avantaje :

a) Se elimină caracterul limitativ a lui $\Delta.\theta_i$ micşorîndu-se totodată θ_c — expresia (6) — cu aproximativ $(20 \div 30)\%$.

b) Se poate intensifica răcirea prin utilizarea unor fluide cu caracteristici termice superioare şi se pot practica viteze şi presiuni ridicate ale fluidului; utilizarea hidrogenului sau a apei ca fluide de răcire în acest caz, îşi găsesc deplină justificare tehnico-economică.

c) Se creează posibilitatea construirii unor maşini, de puteri unitare foarte ridicate — ordinul sutelor de MW —, micşorîndu-se sensibil greutatea specifică a maşinii; ultima observaţie prezintă interes pentru maşinile electrice în principiu independent de puterea lor.

4.4. *Observaţii asupra sistemelor de răcire ale statorului.* Răcirea conductorului înfăşurării statorului şi a ferului activ se poate realiza în condiţii cu mult uşurate faţă de rotor; există posibilitatea, ca în principiu, să se utilizeze schemele de răcire adoptate pentru rotor şi în plus, dat fiind poziţia fixă a statorului în spaţiu, se poate trece cu mai mici dificultăţi constructive la agenţi de răcire lichizi (apa de ex.) sau gazoşi cu presiuni şi viteze ridicate.

Pentru răcirea fierului activ statoric se pot adopta soluţii constructive diferite: canale axiale, radiale, camere secţionate cu două sau mai multe jeturi etc. Subliniem necesitatea ca soluţia constructivă oricare ar fi ea, să asigure dirijarea agentului de răcire în primul rînd către partea maşinii cea mai solicitată termic, în cazul de faţă în zona dentară statorică.

Pentru răcirea conductorului înfăşurării statorice, schema de răcire directă asigură răcirea cea mai eficientă; trebuie remarcat totuşi, că această soluţie poate fi recomandabilă din punct de vedere tehnico-economic în cazul cînd i se asociază sistemul de răcire direct a înfăşurării rotorice; pentru răcirea directă a înfăşurării statorice cel mai eficace este agentul de răcire lichid, de exemplu apa [6].

Rezultă deci, că răcirea directă a înfăşurărilor statorică şi rotorică, creează posibilitatea construirii maşinilor de mare şi foarte mare putere la randamente convenabile cu caracteristici tehnico-economice avantajoase fără a fi absolut necesară utilizarea materialelor izolante cu calităţi termice superioare.

5. POSIBILITĂŢILE PRINCIPIALE DE UTILIZARE A GAZULUI METAN PENTRU RĂCIREA MAŞINILOR ŞI TRANSFORMATOARELOR ELECTRICE

În centralele termoelectrice care utilizează pentru ardere gazul metan, există posibilitatea principială ca acesta să fie utilizat înainte combustiunii sale, drept agent de răcire; prin instalarea în centrală a turbinelor de trecere sau a turbionatoarelor frigorifice şi trecerea gazului metan prin aceste instalaţii, se poate obţine în principiu un agent de răcire gazos la temperaturi şi presiuni convenabile [10].

Gazul metan poate fi utilizat ca agent de răcire al maşinilor electrice după una din următoarele scheme principiale:

a) Schema de răcire clasică în circuit „deschis"; gazul metan în acest caz spală suprafeţele interne ale maşinii — zonele izolate ale înfăşurărilor, fierul maşinii etc.

b) Schema de răcire directă în circuit „deschis"; gazul metan vine în contact cu suprafețele conductorului înfășurărilor și cu suprafețele ferului mașinii;

c) Gazul metan se utilizează ca element de răcire al răcitorului mașinii, răcirea mașinii făcîndu-se în circuit închis prin utilizarea unui fluid oarecare;

d) Gazul metan se utilizează ca element de răcire al unui răcitor suplimentar, care intervine în regim permanent de funcționare al mașinii la sarcini sporite sau chiar în cazuri de avarii.

Independent de schema utilizată gazul metan trebuie să circule într-un sistem etanș pentru împiedicarea scăpărilor de gaz în aer; este de asemenea necesară prealabila curățire a gazului metan, problemă care în anumite condiții poate să aibă o importanță hotărîtoare.

Schema *a)* deși mai eficace decît schema de răcire cu aer în circuit închis și cu posibilități nete de mărire a eficacității sale — mărirea vitezelor și presiunii, diminuarea temperaturii la intrare etc. — supune izolația înfășurării mașinii acțiunii directe a gazului metan; comportarea izolației în atmosferă de gaz metan poate prezenta dificultăți ce ar urma să fie studiate.

Schema *b)* elimină aceste dificultăți și în plus prezintă avantajele generale ale schemelor de răcire directă a mașinilor electrice; pot apare însă dificultăți de natură constructivă proprii sistemelor de răcire directă.

Utilizarea gazului metan ca agent de răcire după schemele *c)* și *d)* prezintă avantaje certe cu observația că în acest caz se trece în răcitor de la un fluid de răcire lichid la unul gazos; dacă se are în vedere însă posibilitatea variației convenabile a temperaturii de intrare și vitezei noului agent de răcire în comparație cu apa, se poate intensifica în măsură însemnată transferul de căldură în schimbătorul de căldură cu fluide gaz-gaz.

Schema *d)* prezintă în plus avantajul posibilității unui reglaj continuu a caracteristicilor agentului de răcire funcție de regimul de funcționare al mașinii.

Schemele principiale de răcire a mașinilor electrice cu gaz metan lasă să se întrevadă avantaje tehnico-economice importante: asigurarea agentului de răcire la parametrii convenabili realizați cu ajutorul unor instalații relativ simple, simplificarea schemei constructive de ansamblu prin eliminarea ventilatoarelor și a răcitoarelor — schema *a) b)* — ridicarea eficacității răcirii în comparație cu răcirea cu aer, îmbunătățirea randamentului global al instalației etc. Schemele de răcire indicate pot conduce la micșorarea greutății specifice a mașinii în cazul unităților noi sau pot fi aplicate cu unele modificări pe instalațiile existente; în acest ultim caz se poate obține o creștere sensibilă a puterii mașinii prin intensificarea procesului de răcire.

6. CONCLUZII

Pe baza precizărilor făcute în lucrarea de față se pot sublinia următoarele probleme:

a) Mărirea puterii unitare a maşinilor electrice se poate realiza prin mărirea sarcinilor electromagnetice fără ca prin aceasta să se înrăutăţească caracteristicile ei tehnico-economice; solicitările termice ale maşinii pot fi menţinute constante prin utilizarea unor scheme de răcire care permit intensificarea procesului de răcire.

b) Intensificarea procesului de răcire impune utilizarea unor agenţi de răcire cu caracteristici termice superioare, mărirea vitezei şi presiunii agentului de răcire, adoptarea unor scheme de răcire constructiv noi care să asigure răcirea directă a părţilor calde ale maşinii.

c) Adoptarea unor scheme moderne de răcire poate conduce la creşterea puterii maşinii la gabarit limitat, micşorarea greutăţii specifice a maşinii, menţinerea randamentului global al maşinii la valori ridicate etc.

d) Avantajele sistemului direct de răcire faţă de sistemul de răcire indirect, lasă să se întrevadă posibilitatea şi necesitatea aplicării acestui sistem şi la maşinile de putere medie; calculele tehnico-economice arată, că aplicarea răcirii directe, conduce la reducerea sensibilă a greutăţii specifice a maşinii fără dificultăţi tehnologice deosebite.

e) Utilizarea gazului metan înaintea combustiunii sale ca element răcitor în centralele termoelectrice poate conduce la anumite avantaje tehnico-economice; studii ulterioare urmează să precizeze cantitativ avantajele şi limitele aplicabilităţii acestui nou sistem de răcire la maşinile şi transformatoarele electrice.

О НАГРЕВЕ И ОХЛАЖДЕНИИ МОЩНЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

РЕЗЮМЕ

В работе определяется способ постановки вопроса нагрева и охлаждения синхронных машин; на основании простых соображений выявляются определяющие факторы процесса нагрева и охлаждения электрических машин; проводится сравнительный анализ различных охлаждающих сред в зависимости от рода и характеристики среды в охладительной схеме; дается краткое описание нескольких современных схем охлаждения синхронных машин и указываются принципиально новые возможности охлаждения синхронных машин и электрических трансформаторов, установленных на теплоэлектростанциях, работающих на метане; применение метана в качестве охлаждающего агента (среды) может приобрести особое практическое значение, если учитывается общая энергетическая схема электрической станции.

Изложенные соображения представляют принципиальный интерес для всех электрических машин, независимо от их мощности или конструктивного типа; в этом смысле система прямого охлаждения обмоток машин может быть рекомендована даже для машин средней мощности.

OBSERVATIONS SUR LE RÉCHAUFFEMENT ET LE REFROIDISSEMENT DES TURBOALTERNATEURS DE GRANDE PUISSANCE

RÉSUMÉ

Dans l'article on établit la manière dont on pose le problème du réchauffement et du refroidissement des machines synchrones ; en s'appuyant sur des considérations simples, on met en évidence les facteurs déterminants pour le processus de réchauffement et refroidissement des machines électriques ; on fait l'analyse comparée de quelques fluides de refroidissement, en fonction de la nature et des caractéristiques du fluide dans le schéma de refroidissement ; on présente brièvement quelques schémas modernes de refroidissement des machines synchrones et on indique les nouvelles possibilités de principe de refroidissement des machines synchrones et des transformateurs électriques installés dans les centrales thermoélectriques qui fonctionnent à gaz méthane. L'utilisation du méthane comme agent de refroidissement peut acquérir une grande importance pratique si l'on considère le schéma énergétique d'ensemble de la centrale électrique.

Les considérations faites dans l'article présentent un intérêt de principe pour les machines électriques en général, quels que soient leur puissance ou leur type constructif ; dans ce sens, le système de refroidissement direct des enroulements de la machine peut être recommandé même pour les machines de puissance moyenne.

BIBLIOGRAFIE

1. A. E. ALEXEEV, M. P. KOSTENKO, *Turbogeneratoare*. G.E.I., 1939.
2. — *Construcția mașinilor electrice*. G.E.I., 1949.
3. E. KOMAR, *Problemele proiectării turbogeneratoarelor*. G.E.I., 1955.
4. I. POSTNIKOV, *Proiectarea mașinilor electrice*. G.E.T.L., 1952.
5. G. GOTTER, *Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen*. Springer, 1945.
6. W. L. RINGLAND, *Progrès relatif au refroidissement des générateurs, réalisés aux Etats-Unis*. Raport CIGRE, 1956.
7. A. MANDI, *Essais d'amélioration du refroidissement des turboalternateurs*. Raport CIGRE, 1956.
8. M. MIHEEV, *Bazele transmiterii căldurii*. G.E.I., 1949.
9. M. P. VUKALOVICI, *Proprietățile termodinamice ale gazelor*. Mașghiz, 1953.
10. I. SAPHIER, V. PIMSNER, C. A. VASILESCU, *Posibilitatea obținerii de energie la exploatările de gaze naturale*. Studii și cercetări de energetică, *1* (1952).

„HISTEREZA ELECTROMECANICĂ"—UN NOU PROCES DE TRANSFORMARE A ENERGIEI ELECTRICE ÎN LUCRU MECANIC ŞI APLICAŢIA LA REALIZAREA DE NOI TIPURI DE MAŞINI ELECTRICE

DE

M. MARINESCU

MEMBRU CORESPONDENT AL ACADEMIEI R. P. R.

1. INTRODUCERE

În procesele de producţie, dezvoltarea puterii mecanice prin forţe şi mişcări alternative se obţine, acolo unde dispunem de energie electrică, prin dubla transformare a energiei electrice în lucru mecanic dezvoltat sub forma mişcării de rotaţie care la rîndul ei se transformă în mişcare alternativă, prin intermediul mecanismelor. Această soluţie, dezavantajoasă din punctul de vedere tehnic şi economic, s-a adaptat ca urmare a faptului că tehnica actuală nu dispune încă de un mijloc eficace pentru a obţine direct mişcarea alternativă din curent alternativ, mijloc comparabil cu acela care permite obţinerea mişcării de rotaţie din acest curent.

La baza procesului de transformare a energiei electrice în lucru mecanic, în motoarele rotative, clasice, stă aproape exclusiv principiul „cîmpului învîrtitor", care a permis printre altele realizarea motorului asincron, cel mai răspindit motor folosit astăzi în industrie şi în aplicaţiile electricităţii.

La baza transformării directe a energiei electrice în lucru mecanic dezvoltat prin forţe şi mişcări alternative, transformare descrisă în lucrarea de faţă, stă un nou proces care are loc prin acţiunea unui cîmp ondulat în timp şi unidirecţional în spaţiu asupra unei armături magnetice mobile, pe care o străbate axial.

2. ANALIZA FORŢELOR ELECTROMAGNETICE LA ELECTROMAGNEŢII SOLENOIDALI

Obţinerea mişcării alternative a armăturii străbătute de un flux axial ondulat, pare a fi contrazisă, la prima vedere, prin aplicarea strictă a legilor electrotehnicii.

În adevăr, să considerăm cazul concret din figura 1, în care electromagnetul solenoidal, alimentat de o sursă e, creează în miezul magnetic din interiorul bobinei, un flux axial și exercită asupra acestui miez forțe de atracție, centripete, oricare ar fi curentul i, constant sau periodic din bobină.

Faptul că forța f este întotdeauna o forță de atracție aplicată în centrul armăturii și îndreptată spre centrul O al bobinei și având ca expresie :

$$f = -k\,x, \tag{1}$$

aceasta rezultă imediat din relația :

$$f = \frac{1}{2}\,i^2 \cdot \frac{dL}{dx} \tag{2}$$

și din curba inductanței $L\,(x)$ ilustrată în figura 2.

Într-adevăr, ori care ar fi curentul i, forța f are sensul derivatei

$$\frac{dL}{dx} = \frac{dL}{dt} \cdot \frac{1}{v},$$

astfel încît dacă $v > 0$ și armătura se depărtează de O, $\frac{dL}{dt} < 0$ și deci $f < 0$: forța tinde să atragă armătura spre O ; dacă armătura se apropie de O, avem $\frac{dL}{dt} > 0$ și deci $f > 0$: forța este iarăși de atracție față de O. Tot astfel și pentru $v < 0$, obținem rezultatul că forța este de atracție față de O. O astfel de forță, care are sensul vitezei numai pe jumătate din perioada mișcării, nu poate întreține mișcarea, contra unei sarcini rezistive, ea având caracterul unei forțe elastice (vezi ecuația (1)).

Dar experiența făcută de autor arată că un electromagnet ca acela din figura 1, alimentat în curent ondulat, poate întreține mișcarea armăturii, contra unei sarcini rezistive.

Pentru întreținerea unei asemenea mișcări, deci pentru obținerea unui lucru mecanic mediu, este necesar ca forța să aibă sensul vitezei

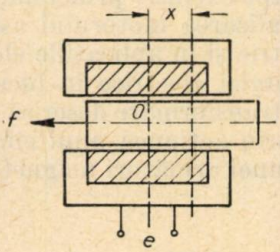


Fig. 1

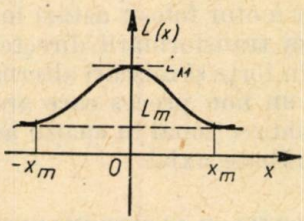


Fig. 2

pe mai mult de jumătate din perioada mișcării. Pentru aceasta trebuie ca curba $L\,(x)$ să fie o curbă „neunivocă" a cărei formă poate fi determinată calitativ precum urmează.

Avem relația :

$$f = \frac{1}{2} i^2 \cdot \frac{dL}{dx} = m \frac{dv}{dt} + r \cdot v,$$

în cazul cînd armătura are o masă m și întîmpină în mișcare o rezistență de frecare, de coeficient r. Pentru o mișcare sinusoidală, vom avea :

$$\frac{1}{2} i^2 \cdot \frac{dL}{dx} = - m \Omega^2 x + r \cdot v,$$

unde Ω este pulsația mișcării. Rezolvînd în raport cu $\frac{dL}{dx}$ avem

$$\frac{dL}{dx} = \frac{2}{i^2} (- m \Omega^2 x + r \cdot v)$$

relație care ne definește pe $L(x)$ prin tangenta sa.

Vedem astfel îndată că $L(x)$ are un maxim în raport cu x pentru

$$x = \frac{r}{m \Omega^2} \cdot v,$$

deci pentru $x \neq 0$, și numai pentru $v > 0$, cînd $x > 0$ și pentru $v < 0$ cînd $x < 0$. Curba $L(x)$ va avea deci forma din figura 3, fiind o curbă neunivocă, dînd pentru aceeași poziție x a armăturii două valori, pentru inductanță, una mai mare pentru $v > 0$ în domeniul $x > 0$ și una mai mică pentru $v < 0$, în același domeniu — și invers în domeniul $x < 0$. Tangentele $\left(\frac{dL}{dx}\right)_{x=0}$, la cele două ramuri ale curbei au pante egale și de semn contrar, iar tangentele $\left(\frac{dL}{dx}\right)_{x=x_m}$ la cele două ramuri ale curbei se confundă.

Se vede, de asemenea, că alura curbei $L(x)$ se păstrează ca în figura 3, oricare ar fi curentul i, periodic, cu condiția ca să nu treacă prin zero ; t va trebui să fie un curent ondulat, ceea ce este confirmat de experiență.

În sfîrșit, curba $L(x)$ se reduce la curba „clopot" din figura 2, pentru cazul cînd $r = 0$, cînd adică lucrul mecanic mediu efectuat este nul.

În cazul general este ușor însă de văzut că în porțiunile din cursa x cuprinse în intervalul $(- x_1, + x_1)$ dintre cele două maxime — forța este de respingere față de O.

Avînd același sens cu $\frac{dL}{dx}$ care este > 0, pentru $x > 0$, și < 0 pentru $x < 0$.

Rezultă că forța are sensul vitezei pe mai mult de jumătate din perioada mișcării, ceea ce explică efectuarea unui lucru mecanic mediu, corespunzînd sarcinei rezistive r.

ASUPRA POSIBILITĂȚII REALIZĂRII UNEI CURBE NEUNIVOCE $L(x)$ A INDUCTANȚEI

Am arătat că efectuarea unui lucru mecanic mediu de către un electromagnet solenoidal ca acela din figura 1, alimentat în curent ondulat (fapt demonstrat experimental) implică existența unei curbe $L(x)$ neunivoce în formă de opt deformat (vezi fig. 3) și ca o consecință a acesteia,

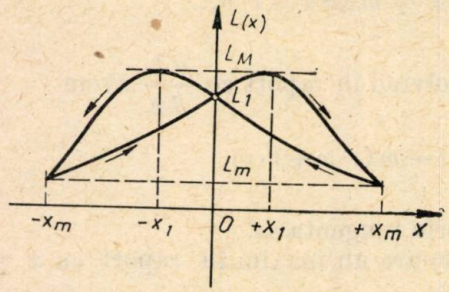


Fig. 3

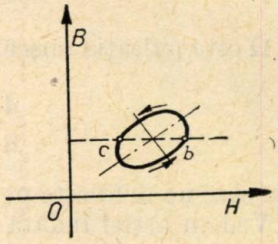


Fig. 4

existența unor forțe electromagnetice de repulsie față de centrul O al bobinei, aplicate armăturii, pe anumite porțiuni ale cursei acesteia.

Căutăm substratul fizic al acestui efect.

Eliminînd din cauză efectul curenților de „deplasare" sau acela al „relativității", efecte cu totul neglijabile la frecvențele și vitezele experimentate, rămîne ca explicație posibilă a efectului descris mai sus și constatat experimental, fenomenul „saturației" circuitului magnetic și acela al „histeresisului" acestui circuit.

Admițînd participarea acestor două efecte la proces, putem să ne facem asupra substratului fizic al celor două maxime a curbei $L(x)$ și a existenței forțelor de repulsie, următoarea imagine :

Cînd armătura se deplasează spre dreapta, spre exemplu, cu Δx, este posibil ca reluctanța circuitului magnetic, care este suma reluctanțelor din întrefier și fier, să scadă în loc să crească și aceasta datorită faptului că creșterea reluctanței întrefierului este mai mult decît compensată prin scăderea reluctanței fierului, care trece de la o stare de saturație mai mare pentru $x = x_0$ la o stare de saturație mai mică pentru $x = x_0 + \Delta x$, mărindu-se astfel permeabilitatea fierului.

Într-o asemenea situație, este evident că maximul inductanței nu va mai avea loc pentru $x = 0$, ci pentru o deplasare x pentru care are loc compensarea variației celor două reluctanțe, în sensul arătat mai sus.

Deplasarea maximului curbei $L(x)$ în sensul vitezei atrage după sine, în mod necesar, apariția unei forțe de repulsie (în sensul vitezei), pe porțiunea de parcurs x încadrată de inegalitatea :

$$0 < x \leqslant x_1$$

Dar numai aceasta nu ar fi suficient, căci la întoarcerea armăturii, trebuie explicată revenirea curbei $L(x)$ pe alt drum decît la ducere și anume $L(x)$ la întoarcere este tot timpul mai mic decît $L(x)$ la ducere — și nu mai prezintă nici un maxim (vezi fig. 3). Aici poate interveni „histerezisul" materialului magnetic. Astfel, dacă într-o jumătate de perioadă a mișcării, vectorul de componente $(\mathfrak{B},\mathfrak{H})$ descrie elipsa din figura 4 (corespunzătoare unei bucle de histereză, secundară) și anume : în sfertul de perioadă a mișcării cînd armătura se depărtează de centrul bobinei, elipsa este parcursă de la b la c în sensul săgeții, vedem că $\mu = \mathfrak{B}/\mathfrak{H}$, în acest interval de timp are o valoare care este tot timpul mai mare decît în sfertul de perioadă următor, corespunzător întoarcerii armăturii, cînd μ are o valoare care este tot timpul mai mică. De aici rezultă că, în primul sfert de perioadă, cînd armătura se depărtează de centrul bobinei, $L(x)$ este tot timpul mai mare decît în sfertul de perioadă următor, cînd armătura se apropie de acest centru.

În cele ce urmează vom prinde acest proces într-o metodă de calcul care ne va permite să stabilim relațiile analitice care leagă între ele caracteristicile materialului magnetic (μ și ciclul histerezis) de dimensiile geometrice și de curba $L_s(x)$ (inductanța statică) ale circuitului magnetic, relații necesare pentru a obține efectul descris mai sus, denumit de noi „histereză electromecanică".

STABILIREA EXPRESIEI INDUCTANȚEI ÎN FUNCȚIE DE ÎNTREFIER ȘI DE CONSTANTELE MATERIALULUI MAGNETIC

Vom pleca de la expresia inductanței dată de :

$$L = \frac{4\pi n^2}{\frac{\delta_x}{S_x} + \frac{l}{\mu S_f}} \tag{3}$$

expresie în care : δ_x = întrefierul, pentru o poziție x a armăturii S_x = secțiunea medie, corespunzătoare, a întrefierului ; l = lungimea circuitului de fier străbătută de flux ; S_f = secțiunea circ. de fier ; μ = permeabilitatea materialului magnetic.

Expresia (3) se mai poate scrie, după unele transformări :

$$L = \frac{S_f}{l} \frac{4\pi n^2 \mathfrak{B}}{\frac{S_f}{S_x} \cdot \frac{\delta_x}{l} \mathfrak{B} + \mathfrak{H}} = K \frac{\mathfrak{B}}{(a + b x'^2)\mathfrak{B} + \mathfrak{H}}, \tag{4}$$

unde

$$K = \frac{S_f}{l} 4\pi n^2 ; \qquad a + b\, x'^2 = \frac{S_f}{l} \cdot \frac{\delta_x}{S_x} = f(x), \qquad x' = \frac{x}{x_m} \tag{5}$$

x = distanța centrului armăturii de centrul bobinei ; x_m = amplitudinea de oscilație a armăturii.

Observații. Se va observa că $f(x)$ este o funcție pară, curba $L_s(x)$ fiind simetrică față de axul L.

Vom pune, în continuare:

$$\mathcal{H} = \mathcal{H}_0 + \mathcal{H}_m \cos\alpha = \mathcal{H}_0(1 + q_1 \cos\alpha),$$

$$\mathcal{B} = \mathcal{B}_0 + \mathcal{B}_m \cos(\alpha - \varphi) = \mathcal{B}_0(1 + q_2 \cos(\alpha - \varphi)),$$

$$\alpha = \omega t,$$

și introducînd mărimi relative:

$$\mathcal{H}' = \frac{\mathcal{H}}{\mathcal{H}_0} = 1 + q_1 \cos\alpha,$$

$$\mathcal{B}' = \frac{\mathcal{B}}{\mathcal{B}_0} = 1 + q_2 \cos(\alpha - \varphi).$$

Se vede că am introdus defazajul φ prin care inducțiunea rămîne în urma cîmpului și care caracterizează histerezisul magnetic.

Introducînd B' și $\mathcal{H}'$ în (4) obținem pentru L, expresia

$$L = \mu_0 K \frac{\mathcal{B}'}{\mu_0 (a + bx'^2)\mathcal{B}' + \mathcal{H}'} \tag{6}$$

unde

$$\mu_0 = \mathcal{B}_0/\mathcal{H}_0.$$

STABILIREA EXPRESIEI INDUCTANȚEI ÎN FUNCȚIE DE CONSTANTELE CIRCUITULUI ELECTRIC

Obținem o altă expresie a inductanței, plecînd de la ecuația circuitului electric:

$$e = Ri + n\frac{d\varphi}{dt},$$

$$\therefore \quad n\varphi = \int e\,dt - R\int i\,dt,$$

punînd:

$$e = E_0(1 + p\cos(\alpha + \psi)),$$

$$i = I_0(1 + q\cos\alpha),$$

obținem

$$\varphi = \varphi_0 + \varphi_m \cos(\alpha - \gamma),$$

și deci

$$L = \frac{n\varphi}{i} = \frac{n\varphi_0}{I_0}\frac{1 + \varphi'_m \cos(\alpha - \gamma)}{1 + q\cos\alpha}, \tag{7}$$

unde

$$\varphi_m = \sqrt{a^2 + b^2}\,; \quad \operatorname{tg}\gamma = \frac{b}{a} = \frac{\rho}{X}\,; \quad a = \frac{I_\omega}{\omega} X\,; \quad b = \frac{I_\omega}{\omega}\rho,$$

$$\rho = R\left(\frac{p}{q}\cos\psi - 1\right)\,; \quad X = R\frac{p}{q}\sin\psi\,; \quad I_\omega = qI_0\,; \quad \varphi'_m = \varphi_m/\varphi_0.$$

CONDIȚIILE ÎN CARE CELE DOUĂ EXPRESII ALE INDUCTANȚEI SÎNT IDENTICE

Identificînd cele două expresii ale inductanței date de (6) și (7) obținem relația:

$$L = \mu_0 K \frac{1 + q_2\cos(\alpha - \varphi)}{\mu_0(a + b\,x'^2)(1 + q_2\cos(\alpha - \varphi)) + 1 + q_1\cos\alpha} =$$

$$= \frac{n\varphi_0}{I_0}\frac{1 + \varphi'_m\cos(\alpha - \gamma)}{1 + q\cos\alpha}. \tag{8}$$

Punînd de asemenea [1]

$$x' = \frac{x}{x_m} = \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\theta}{2}\right) \tag{9}$$

rezultă din eliminarea lui x' între (8) și (9), următoarele relații de condiție, necesare pentru ca cele două expresii ale inductanței să fie identice

$$q_2\cos(\alpha - \varphi) - \frac{1}{1 + \frac{2a}{b}}\cos(\alpha - \theta) = \varepsilon q_1\cos\alpha \tag{10}$$

$$\left(\varepsilon = 1 - \frac{1}{2}\frac{q_2\cos(\theta - \varphi)}{1 + \frac{2a}{b}}\right) \tag{10'}$$

$$\frac{\mu_0 K}{1 + \frac{1}{2}\varepsilon\mu_0 b\left(1 + \frac{2a}{b}\right)} = \frac{n\varphi_0}{I_0} \tag{11}$$

$$q_2 = \varphi'_m\,; \quad q_1 = q\,; \quad \varphi = \gamma. \tag{12}$$

Dacă aceste relații de condiție sînt satisfăcute, avem:

$$L = L_0\frac{1 + q_2\cos(\alpha - \varphi)}{1 + q_1\cos\alpha}, \tag{13}$$

unde

$$L_0 = \frac{\mu_0 K}{1 + \frac{1}{2}\varepsilon\mu_0 b\left(1 + \frac{2a}{b}\right)}. \tag{13'}$$

EXRESIA PUTERII TOTALE *PT* DEZVOLTATĂ DE MOTOR

Din cele de mai sus putem calcula expresia puterii totale P_t dezvoltată de motor.

Vom avea astfel

$$P_t = P_h + P_m = -\frac{1}{T}\int_0^{2\pi} n\varphi\, di,$$

expresie în care

$$\varphi = \varphi_0(1 + q_2\cos(\alpha - \varphi)),$$

$$di = -q_1 I_0 \sin\alpha,$$

P_h = puterea disipată în histereză magnetică; P_m = puterea mecanică dezvoltată de motor.

Efectuînd integrala obținem:

$$P_t = \frac{\pi n I_0 \varphi_0 q_1 q_2 \sin\varphi}{T},$$

sau încă

$$P_t = \frac{V_f \mathfrak{B}_m \mathcal{H}_m \sin\varphi}{4T\left(1 + \frac{1}{2}\varepsilon\mu_0 b\left(1 + \frac{2a}{b}\right)\right)}, \tag{14}$$

unde $V_f = S_f \cdot l$ = volumul materialului magnetic.

Expresia (14) ne arată că energia totală pe ciclu și pe cm³, produsă de motor, adică expresia:

$$\varepsilon_t = \frac{P_t \cdot T}{V_f},$$

este egală cu energia disipată într-un ciclu de histerezis; (pe unitatea de volum) al materialului magnetic, adică

$$\varepsilon_h = \frac{\mathfrak{B}_m \mathcal{H}_m \sin\varphi}{4},$$

înmulțită cu un factor subunitar:

$$k_1 = \frac{1}{1 + \frac{1}{2}\varepsilon\mu_0 b\left(1 + \frac{2a}{b}\right)}. \tag{15}$$

Vom vedea mai departe că acest factor este legat de randamentul energetic al motorului: cu cît k_1 este mai mic, cu atît randamentul este mai mare dar și puterea dezvoltată pe unitatea de volum a motorului este mai mică și invers.

CALCULUL PUTERII DISIPATE PRIN HISTEREZIS. AMPLIFICAREA DE PUTERE

Puterea totală P_t se consumă parte în putere mecanică şi parte în putere disipată P_h prin histereză în materialul magnetic — în conformitate cu relaţia

$$P_t = P_m + P_h = k(P_h)_0, \tag{15 b}$$

în care am însemnat prin $(P_h)_0$ puterea disipată în ciclul de histereză incremental al materialului, în stare statică, iar prin P_h puterea disipată prin histereză în material, în starea dinamică a sistemului. Este evident că, pentru ca procesul descris aici să aibă loc în mod efectiv va trebui ca, în conformitate cu principiul conservării energiei exprimat prin relaţia de mai sus, să avem :

$$P_h < P_t .$$

Vom calcula în cele ce urmează această putere disipată şi factorul de amplificare energetică η al procesului, definit de :

$$\eta = \frac{P_t}{P_h} > 1 . \tag{15'}$$

Să considerăm în acest scop diferitele cicluri de histereză descrise de vectorul $\overline{\mathfrak{B}\cdot\mathcal{H}}$ pentru diferite întrefieruri δ_x şi deci pentru diferite poziţii x ale armăturii.

Pentru fiecare poziţie x vom avea cîte un ciclu, puterea corespunzătoare disipată fiind dată de :

$$P_h = (P_t)_{x=Ct\check{a}} = -\frac{1}{T}\int_0^{2\pi} n\,\varphi\,di = P_h(x). \tag{16}$$

Puterea medie $\bar{P}_h$ disipată pentru n asemenea cicluri, corespunzătoare la n poziţii succesive ale armăturii va fi dată de

$$\bar{P}_h = \sum_{i=1}^{n} \frac{P_h(x_i)}{n} = \frac{P_h(x_1)\frac{\Delta x}{\Delta x} + P_h(x_2)\frac{\Delta x}{\Delta x} + \ldots P_h(x_n)\frac{\Delta x}{\Delta x}}{n} =$$

$$= \frac{P_h(x_1)\,\Delta x + P_h(x_2)\,\Delta x + \ldots}{n\cdot\Delta x}.$$

Deci cînd $n \to \infty$ şi $\Delta x \to dx$, vom avea

$$\bar{P}_h = \frac{1}{x_m}\int_0^{2\pi} P_h(x)\,dx \tag{17}$$

unde $x_m = \lim_{n\to\infty} (n\cdot\Delta x)$.

Această putere medie $\bar{P}_h$ este evident independentă de viteza cu care se face trecerea de la o poziţie la o altă poziţie infinit vecină, ea

va fi deci aceeaşi şi pentru cazul cînd viteza este astfel încît trecerea de la poziţia iniţială $x = 0$ la poziţia finală x_m trecînd prin toate poziţiile intermediare (infinit numeroase) se face într-o perioadă $T = \frac{2\pi}{\omega}$.

Această concluzie ne permite să afirmăm că P_h în timpul procesului dinamic real, cînd o parte din puterea totală P_t se transformă în putere disipată şi o parte în putere mecanică, va fi dat de $\overline{P_h}$ calculat pe baza integrărilor succesive (16) şi (17). Înlocuind în (16) pe φ şi di cu expresiile :

$$\varphi = \frac{L}{n} i = \frac{K}{4\pi n^2} \frac{\mathcal{H}_0 \mathcal{B}_0 l (1 + q_2 \cos(\alpha - \varphi))(1 + q_1 \cos\alpha)}{(a + b x'^2)(1 + q_2 \cos(\alpha - \varphi))\mathcal{B}_0 + \mathcal{H}_0 (1 + q_1 \cos\alpha)},$$

$$di = -\frac{l \mathcal{H}_0}{4\pi n} \sin\alpha \cdot d\alpha,$$

vom obţine

$$(P_h)_{x=Ctă} = \frac{S_f l \mathcal{H}_0 \mathcal{B}_0 q_1}{4\pi T \cdot A} \int_0^{2\pi} f(\alpha)\, d\alpha \tag{18}$$

unde

$$f(\alpha) = \frac{(1 + q_1 \cos\alpha)\sin\alpha}{1 + F(x, \alpha)}, \tag{19}$$

$$A = \mu_0 (a + b x'^2); \quad F(x, \alpha) = \frac{1 + q_1 \cos\alpha}{A(1 + q_2 \cos(\alpha - \varphi))}. \tag{20}$$

În presupunerea că : $A > 1$, $(\therefore F(x, \alpha) < 1)$, vom avea, dezvoltînd (19) în serie şi reţinînd primii doi termeni ai dezvoltării

$$f(\alpha) = (1 + q_1 \cos\alpha)\sin\alpha (1 - F(x, \alpha) + \ldots).$$

Deoarece $q_2 < 1$, vom avea de asemenea :

$$F(x, \alpha) = \frac{1}{A}(1 + q_1 \cos\alpha)(1 - q_2 \cos(\alpha - \varphi) + \ldots).$$

Expresie în care vom reţine de asemenea, numai primii doi termeni ; deci

$$f(\alpha) = (1 + q_1 \cos\alpha)\sin\alpha \left\{1 - \frac{1}{A}(1 + q_1 \cos\alpha)(1 - q_2 \cos(\alpha - \varphi))\right\},$$

şi înlocuind în (18) obţinem, după efectuarea integrării

$$(P_h)_{x=Ctă} = \frac{V_f \mathcal{H}_0 \mathcal{B}_0 q_1 q_2}{4T} \left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right) \frac{\sin\varphi}{A^2} = P_h(x).$$

Pentru a obține pe $\overline{P_h}$ va trebui să efectuăm pe (17), adică să calculăm integrala :

$$J = \int_0^1 \frac{dx'}{A^2} = \frac{1}{\mu_0^2} \int_0^1 \frac{dx'}{(a + b\,x'^2)^2}, \quad \left(x' = \frac{x}{x_m}\right)$$

ceea ce ne va da

$$\overline{P_h} = J\left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right) \frac{V_f \mathfrak{B}_m \mathcal{H}_m \sin\varphi}{4\,T}.$$

Calculînd pe J vom obține :

$$J = \left(\frac{1}{1 + a/b} + \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{b}{a}}\right) \frac{1}{2\,\mu_0^2\,a\,b},$$

și deci

$$\overline{P_h} = \left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\left(\frac{1}{1 + a/b} + \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{b}{a}}\right) \frac{V_f \mathcal{H}_m \mathfrak{B}_m \sin\varphi}{4T \cdot 2\,\mu_0^2\,a\,b}.$$

Vedem că și aici ca și pentru P_t, puterea disipată : $P_h = \overline{P_h}$, este egală cu puterea disipată în ciclul corespunzător buclei de histereză (statică) a materialului magnetic, înmulțită cu un factor

$$k_2 = \frac{\left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\left(\frac{1}{1 + a/b} + \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{b}{a}}\right)}{2\,\mu_0^2 \cdot a\,b}.$$

Amplificarea de putere η definită de relația (15′) va fi dată deci de :

$$\eta = \frac{k_1}{k_2} = \frac{2\,\mu_0^2\,a\,b}{\left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\left(\frac{1}{1 + a/b} + \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{arc\,tg} \sqrt{\frac{b}{a}}\right)\left(1 + \frac{1}{2}\varepsilon\,\mu_0\,b\,(1 + 2\,a/b)\right)}.$$

Pentru un randament energetic ridicat va trebui ca η să fie cît mai mare și în orice caz mai mare ca unitatea. Din examinarea expresiei lui η observăm că această condiție este satisfăcută, oricare ar fi raportul a/b, dacă :

$$\mu_0\,a > 1.$$

Într-adevăr, pentru : $b < a$ avem :

$$\eta \cong \frac{(\mu_0\,a)^2}{\left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)(1 + \varepsilon\,\mu_0\,a)}.$$

Se vede astfel îndată că pentru ca $\eta > 1$, trebuie ca : $\mu_0\,a > 1$ în care caz avem

$$\eta = \frac{1}{2} \frac{2\,\mu_0\,a}{\left(1 + \left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\varepsilon} \sim \mu_0\,a, \tag{21}$$

pentru $b > a$, vom avea de asemenea

$$\eta = \frac{4}{\pi}\sqrt{\frac{a}{b}}\frac{2\mu_0 a}{\left(1+\left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\varepsilon}$$

și deci aceeași concluzie ca mai sus.

În sfîrșit, dacă $a = b$, vom avea

$$\eta \cong \frac{8}{15}\cdot\frac{2\mu_0 a}{\left(1+\left(\frac{q_1}{2}\right)^2\right)\varepsilon}\cdot$$

Deci în toate cazurile ($b/a \lessgtr 1$), va trebui ca $\mu_0 a$ să fie cît mai mare.

De asemenea, η este mai mare pentru cazul cînd $a > b$ (vezi ecuația (21)).

Vom avea, în acest caz

$$P_t = (P_h)_0\frac{1}{\varepsilon\mu_0 a} \sim \frac{1}{\mu_0 a}\cdot(P_h)_0. \tag{22}$$

Din (21), (22), și (15 b) tregem următoarele concluzii:

1. Puterea mecanică P_m este dată de expresia

$$P_m = \frac{2\mu_0 a - 1}{2\mu_0 a(1+\mu_0 a)}(P_h)_0.$$

2. Puterea disipată P_h este dată de expresia

$$P_h = \frac{1}{2\mu_0 a(1+\mu_0 a)}(P_h)_0.$$

3. Cu cît amplificarea de putere este mai mare, cu atît randamentul este mai bun, dar și volumul de material, pentru aceeași putere mecanică, este mai mare.

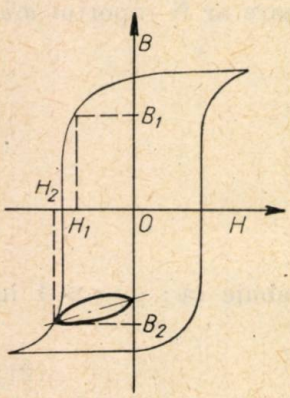


Fig. 5

4. În aplicații se va alege un compromis tehnico-economic între energia disipată și volumul de material întrebuințat.

Exemplu. Un exemplu concret va ilustra rezultatele obținute. Presupunînd că folosim ca material magnetic Alnico V a cărui caracteristică ($\mathfrak{B}$, $\mathcal{H}$) este ilustrată în figura 5.

Pentru Alnico V avem:

$$\mathfrak{B}_1 \cdot \mathcal{H}_1 = 4\times 10^6 \text{ erg/cm}^3.$$

Vom presupune că funcționăm într-un punct $\mathcal{H}_2$, $\mathfrak{B}_2$) pe curba de histerezis punct în care aria ciclului eliptic incremental de funcționare are o valoare maximă

$$A = \frac{1}{2}\mathcal{H}_1 \, x \, \mathfrak{B}_1 = 2\times 10^6 \text{ erg/cm}^3.$$

În aceste condiții vom avea :

$$(P_h)_0 = \frac{A}{T} = 2 \times 10^6 \times f = 0{,}2f \text{ watt/cm}^3,$$

dacă $f = 50$ Hz,

$$(P_h)_0 = 10 \text{ watt/cm}^3.$$

Dacă vom folosi un volum de material egal cu 1 000 cm^3, deci o greutate de 7 kg de material Alnico V, înseamnă că vom avea

$$(P_h)_0 = 10 \text{ kW}.$$

Dacă $\mu_0 a = 5$, vom avea

$$P_m = \frac{9 \times 10}{10 \times 6} = 1{,}5 \text{ kW}.$$

De asemenea

$$P_h = \frac{10}{10 \times 6} = \frac{1}{6} = 0{,}166 \text{ kW}.$$

Calculul de mai sus ne arată că 7 kg de material magnetic (Alnico V) care ar disipa 10 kw în 50 cicluri de histerezis incremental, dispus însă în circuitul magnetic al unui electro-magnet solenoidal (fig. 1), va dezvolta, în funcționare ca motor, o putere mecanică de 1,5 kW, disipînd în același timp o putere de 0,16 kW.

Concluzii. Folosind în circuitul magnetic al unui electromagnet solenoidal, un material magnetic cu caracteristică de histereză dură și ajustînd punctul de funcționare pe această caracteristică, cu ajutorul unei polarizări de curent continuu, într-un punct optim, în care ciclul de histerezis incremental să cuprindă o arie maximă, putem realiza, datorită procesului de transformare descris aici, un nou tip de motor cu mișcare alternativă, avînd performanțe tehnice și economice ridicate și dezvoltînd, pentru o greutate redusă, o putere mare cu randament ridicat și factor de putere echiunitar.

„ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ ГИСТЕРЕЗИС" — НОВЫЙ ПРИНЦИП ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В МЕХАНИЧЕСКУЮ РАБОТУ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ НОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

РЕЗЮМЕ

Автор проводит теоретический анализ нового процесса преобразования электрической энергии в механическую работу, выполняемого переменными силами и движением, развиваемыми соленоидным электромагнитом относительно своего подвижного ярма — процесс,

основанием которого является, по-видимому, комбинированный эффект изменения магнитной проницаемости, применяемый для магнитопровода материала и инкементального (возрастающего) его цикла гистерезиса, что приводит к „однозначным" кривым индуктивности и приложенным к ярму отталкивающим силам относительно центра электромагнита.

Устанавливается соотношение между циклом инкрементального гистерезиса материала и механической, развиваемой двигателем, мощностью — к.п.д. и коэффициент мощности.

Результаты применяются в конкретном случае (Алнико V) и рассчитываются цифровые значения развиваемой механической работы и рассеянной энергии при гистерезисе.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Соленоидный электромагнит.

Рис. 2. — Статическая характеристика $L(x)$, представленного на рис. 1 электромагнита.

Рис. 3. — „Динамическая" характеристика $L_d(x)$ соленоидного электромагнита, необходимая для выполнения подвижным ярмом механической работы.

Рис. 4. — Эллиптический инкрементальный цикл $B(H)$ электромеханического гистерезиса, описываемый за полупериод движения ярма.

Рис. 5. — Кривая намагничивания $B(H)$ для Алнико V и инкремент действия в точке (B_2, H_2) на кривой гистерезиса.

«L'HYSTÉRÉSIS ÉLECTROMÉCANIQUE» — UN NOUVEAU PRINCIPE DE TRANSFORMATION DE L'ÉNERGIE ÉLECTRIQUE EN TRAVAIL ET SON APPLICATION À LA RÉALISATION DE NOUVELLES MACHINES ÉLECTRIQUES

RÉSUMÉ

L'auteur procède à l'analyse théorique d'un nouveau processus de transformation de l'énergie électrique en travail, effectué par force et mouvement alternatifs, produits par un électro-aimant solénoïdal sur son armature mobile ; le substratum de ce processus est dû à l'effet combiné de la variation de la perméabilité magnétique, du matériel formant le circuit magnétique, avec son cycle secondaire d'hystérésis, ce qui conduit à des courbes d'inductance «non univoques» et à des forces de répulsion — par rapport au centre de l'électro-aimant — appliquées à l'armature.

L'auteur établit la relation entre le cycle d'hystérésis secondaire du matériel et la puissance mécanique développés par le moteur — son rendement et son facteur de puissance.

Les résultats sont appliqués à un cas concret (Alnico V) dont on calcule les valeurs numériques de la puissance mécanique développée et de la puissance dissipée par l'hystérésis.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Electro-aimant du type solénoïdal.

Fig. 2. — Caractéristique statique $L(x)$ de l'électro-aimant de la figure 1.

Fig. 3. — Caractéristique «dynamique» $L_d(x)$ de l'électro-aimant solénoïdal, nécessaire pour que l'armature mobile exécute un travail.

Fig. 4. — Cycle secondaire elliptique $B(H)$ de l'hystérésis électromécanique, parcouru durant la moitié d'une période du mouvement de l'armature.

Fig. 5. — Courbe de magnétisation $B(H)$ de l'Alnico V lors du fonctionnement au point H_2 B_2), selon la courbe d'hystérésis.

BIBLIOGRAFIE

1. M. MARINESCU, *Motor electromagnetic cu mişcare alternativă*, Studii şi cercetări de energetică, **XI** *1*, 203 (1961).

ANALIZA COMPORTĂRII LINIILOR DE ÎNALTĂ TENSIUNE LA SUPRATENSIUNI ATMOSFERICE*)

DE

B. POPA şi I. ADĂMUŢ

1. CONSIDERAŢII GENERALE

Supratensiunile de origine atmosferică care apar pe liniile aeriene ca urmare a descărcărilor sub formă de trăsnet, produc avarii avînd drept consecinţă întreruperea în alimentarea cu energie electrică a consumatorilor. De aceea, preocupările pentru proiectarea şi construirea liniilor de înaltă şi foarte înaltă tensiune s-au împletit cu cele pentru stabilirea mijloacelor de protecţie contra supratensiunilor atmosferice. Astfel, cercetătorii sovietici M. V., Kostenko [1], A. I. Dolghinov [2], [3], [4], [5], V. V. Burgsdorf [6], D. V. Razevig [7] etc. au determinat — în ipoteze simplificatoare — relaţii de calcul a parametrilor care intervin la stabilirea protecţiei contra supratensiunilor, aplicîndu-le la analiza sistemului energetic european al U.R.S.S. [6], [8]. În cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R., s-au stabilit relaţii de calcul ale curentului de protecţie şi ale numărului specific de declanşări pentru liniile de medie tensiune cu neutrul izolat sau tratat, iar G. Drăgan a determinat relaţiile generale de calcul ale supratensiunii care ia naştere pe o linie aeriană prevăzută cu conductor de protecţie [9] şi a analizat — comparativ — parametrii curentului de trăsnet [10].

Numeroase cercetări au fost întreprinse pentru analizarea comportării la supratensiuni atmosferice a reţelelor americane [11], [12] germane [13], belgiene [14], cehoslovace [15] etc.; ca urmare a cercetărilor efectuate s-au întocmit prescripţii [16], [17], [18], [19], [20], [21] care stabilesc, în mod diferit, sistemul de protecţie şi mărimea parametrilor ce intervin la alcătuirea schemelor corespunzătoare. Normele menţionate reflectă concepţiile de exploatare diferite a sistemelor electroenergetice şi stadiul de dezvoltare al cercetărilor în domeniul analizat.

*) Lucrare prezentată în şedinţa secţiei de electroenergetică la 13 ianuarie 1961.

Cunoaşterea mai profundă a fenomenelor pe baza noilor cercetări întreprinse [2], [23] şi a experienţei de exploatare cîştigată în timp [6], [8], au condus la elaborarea unor norme [24] care reflectă un stadiu de dezvoltare tehnică mai avansat.

Stabilirea normelor romîneşti este condiţionată de cunoaşterea caracteristicilor electrice ale izolatoarelor indigene şi de condiţiile orografice şi geografice specifice ţării noastre. În lucrarea de faţă autorii, pe baza cunoaşterii caracteristicilor electrice ale izolatoarelor indigene [25], a experienţei de exploatare şi a concepţiilor noi privind funcţionarea sistemelor electroenergetice, caută să stabilească unele elemente necesare analizării protecţiei contra supratensiunilor de origine atmosferică. Astfel, după ce se arată metodele de calcul ale curentului de protecţie, utilizate în prezent, se propune metoda de calcul a numărului specific de declanşări, pe baza principiului propagării undelor, justificîndu-se alegerea acestuia ca parametru caracteristic; se analizează apoi eficacitatea tehnico-economică a sistemelor de protecţie utilizate şi se stabilesc o serie de concluzii utile pentru protecţia liniilor de înaltă tensiune, în general şi pentru cele construite în ţară, în particular.

2. DETERMINAREA CURENTULUI DE PROTECŢIE ŞI A NUMĂRULUI SPECIFIC DE DECLANŞĂRI

2.1. *Curentul de protecţie* — reprezentînd valoarea curentului de trăsnet care căzînd pe o linie aeriană creează o supratensiune capabilă de a produce conturnarea izolaţiei — este luat în unele norme [16], [18] ca parametrul ce caracterizează gradul de protecţie al instalaţiei. Valorile curentului de protecţie egale în cele două norme menţionate (de exemplu 125 kA pentru tensiunea nominală de 110 kV) sînt stabilite în raport cu tensiunea nominală. În unele norme [21] s-a luat ca parametru caracteristic, tensiunea de conturnare la impulsie stabilită pentru fiecare tensiune nominală în parte pe considerente de coordonare a izolaţiei. Cunoaşterea tensiunii de conturnare permite să se determine însă curentul de protecţie, dacă se cunosc caracteristicile constructive ale liniei.

Curentul de protecţie se determină din egalarea supratensiunilor ce apar pe izolaţie la tensiunea de conturnare a acesteia. Relaţiile de calcul stabilite în literatură [1], [2], [3], [4], [7], [14], [22] îndeosebi pentru două puncte caracteristice de cădere a trăznetului (pe vîrful stîlpului la linii cu conductor de protecţie sau pe conductorul activ în deschidere la linii fără conductor de protecţie) au la bază, principial, două metode:

— metoda propagării undelor în scheme echivalente cu parametri concentraţi;

— metoda inducţiei electromagnetice.

Pentru a putea face o analiză comparativă a domeniului de aplicabilitate a metodelor menţionate, autorii au stabilit relaţiile de calcul ale curentului de protecţie pentru toate locurile de cădere a trăsnetului posibile (pe vîrful stîlpului, pe conductorul de protecţie şi pe conductorul activ, la liniile cu conductor de protecţie, pe vîrful stîlpului, şi pe conductorul

activ, la liniile fără conductor de protecție) în aceleași ipoteze simplificatoare; relațiile stabilite sînt cuprinse în tabela 1. Relațiile de calcul au fost stabilite plecînd de la considerația că declanșarea liniei are loc ca urmare a unui scurtcircuit monofazat produs prin trecerea arcului de impulsie în arc electric stabil.

La determinarea relațiilor de calcul din rîndul întîi (1.1) — (1.5) s-a aplicat metoda bazată pe propagarea undelor în ipoteza neglijării înălțimii stîlpului; relațiile din rîndul al doilea (21) — (25) sînt stabilite în ipoteza considerării inductantei stîlpului determinat de înălțimea lui.

În ambele cazuri s-a admis că:

— unda curentului de trăsnet are panta frunții liniară și coada infinită;

— se pot neglija undele reflectate de stîlpii vecini;

— timpul de propagare a undei de-alungul stîlpului este mult mai mic decît durata frunții (0,1 μs față de 1—8 μs). De menționat că relațiile (1.1) — (1.5) se pot obține din relațiile (2.1) — (2.5), dacă se pune condiția că inductivitatea stîlpului $L\,st$, să fie nulă.

Pentru determinarea celui de-al treilea rînd de relații de calcul (3.1) — (3.5) s-a aplicat metoda bazată pe inducția electromagnetică. La stabilirea acestor relații s-a admis ca unda curentului de trăsnet are o pantă liniară și că viteza de propagare este a cincea parte din viteza luminii [3], [4], [22], [26].

În acest caz, spre deosebire de metoda bazată pe propagarea undelor, se consideră o sursă punctuală de curent și nu de tensiune, ce se propagă de-a lungul canalului de trăsnet, în timpul descărcării principale.

Pe baza relațiilor menționate în tabela 1, s-au trasat curbele de variație a curentului de protecție, cu durata frunții undei de curent la diferite valori ale rezistenței de punere la pămînt (fig. 1) și cu rezistența de punere la pămînt la diferite durate ale frontului de undă (fig. 2); curbele au fost trasate pentru o linie de 110 kV, simplu circuit, pe stîlpi metalici cu conductor de protecție, avînd ca izolație un lanț cu 7 izolatoare IC-4, fără armături de protecție. Curbele prezentate în figura 1 permit să se determine parametri *limită* corespunzători unei rezistențe de punere la pămînt date; aceasta trebuie înțeleasă în sensul că, atunci cînd trăsnetul cade pe vîrful stîlpului unei linii cu conductor de protecție, toți curenții de trăsnet a căror amplitudine este mai mare și durata este mai mică, decît valorile date pe curba corespunzătoare rezistenței de punere la pămînt (partea hașurată), conduc la conturnarea izolației.

Amplitudinea curentului de protecție (fig. 1) crește repede cu durata frontului undei pentru rezistențe de punere la pămînt mici; pentru rezistențe mari, (15—20 Ω) valoarea amplitudinii este relativ mai mică și aproximativ independentă de durata frunții undei. Amplitudinea curentului de protecție scade cu creșterea rezistenței de punere la pămînt, cu atît mai repede cu cît durata frunții este mai mare (fig. 2); valorile mari ale curentului se obțin pentru durate mari, iar cele mici pentru durate mici, ale frontului undei.

Curentul de protecție corespunzător căderii trăsnetului pe mijlocul conductorului de protecție s-a considerat dublu față de cel corespunzător

Tabe

Relaţiile de calcul

Nr. metod.	Denumirea metodei	Linii cu conductor	
		Trăsnetul pe vîrful stîlpului 1	Trăsnetul pe conductorul de protecţie în deschidere 2
1	Metoda bazată pe propagarea undelor, fără a ţine seama de înălţimea stîlpului	$I_{pr.s} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(z_0 \left\| \dfrac{z_1}{2} \right\| R_i\right)}$	$I_{pr.c.p} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(\dfrac{2\dfrac{z_1}{2} \left\| Z_0\right.}{z_1}\right) \cdot \left(\dfrac{z_1}{2} \left\| R_i\right.\right)}$
2	Metoda bazată pe propagarea undelor, ţinînd seama de înălţimea stîlpului	$I_{pr.s} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(xR_i + x^2 \dfrac{L_{st}}{\tau_f}\right)}$; $x = \dfrac{z_{10}}{z_{10} + R_i}$; $z_{10} = z_0 \left\| \dfrac{z_1}{2} \right.$	$I_{pr.c.p} = 2\dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(xR_i + x^2 \dfrac{L_{st}}{\tau_f}\right)}$
3	Metodă bazată pe inducţia electrostatică şi magnetică.	$I_{pr.s} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left[R_i\left(1 - e^{-\frac{\tau_f}{T}}\right) + \dfrac{2h_c}{\tau_f}\right]}$; $T = \dfrac{L}{R}$	–

Specificaţii:

$I_{pr.}$ – curentul de protecţie în kA;
$U_{50}\%$ – tensiunea de conturnare la impulsie kV;
k_c – coeficientul de cuplaj ţinînd cont de apariţia fenomenului corona de impulsie;
Z_0 – impedanţa de undă a canalului de trăsnet egală cu 300 Ω;
Z_1, Z_2 – impedanţa de undă a conductorului de protecţie respectiv cel activ (Ω);

căderii trăsnetului pe vîrful stîlpului; această aproximaţie este justificată de calculele efectuate cu formulele simplificate (1.1) — (1.3) şi este des întîlnită în literatura de specialitate. Curentul de protecţie corespunzător căderii trăsnetului pe conductorul activ este relativ mult mai mic şi independent de valoarea rezistenţei de punere la pămînt.

În cazul liniilor fără conductor de protecţie curentul de protecţie are aceeaşi formă de variaţie, dar valorile sînt mai mici cu 25—50 % faţă de cele corespunzătoare liniilor cu conductor de protecţie. Utilizarea relaţiilor de calcul (1.1) — (1.5) conduce la valori ale curentului de protecţie mai mari decît cele calculate cu relaţiile (2.1) — (2.5) îndeosebi pentru rezistenţe de punere la pămînt mici; pentru rezistenţe mari de punere la pămînt şi unde aplatizate, rezultatele obţinute, practic coincid. Valorile curentului de protecţie sînt aceleaşi pentru cazul căderii trăsnetului pe conductorul activ. Curentul de protecţie calculat după aceste relaţii corespunde conturnării fazei inferioare, care datorită coeficientului de cuplaj mic capătă o supratensiune mai mare.

la 1

a curentului de protecţie

de protecţie	Linie fără conductor de protecţie	
Trăsnetul pe conductorul activ 3	Trăsnetul pe stîlp 4	Trăsnetul pe conductorul activ în deschidere 5
$I_{pr.c} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(z_0 \left\| \dfrac{z_2}{2}\right.\right)}$	$I_{pr.s} = \dfrac{U_{50}\,\%}{z_0 \,\|\| R_i}$	$I_{pr.c} = \dfrac{U_{50}\,\%}{\dfrac{z_1}{2} \left\| z_0\right.}$
$I_{pr.c} = \dfrac{U_{50}\,\%}{(1 - K_c)\left(z_0 \left\| \dfrac{z_1}{2}\right.\right)}$	$I_{pr.s} = \dfrac{U_{50}\,\%}{xR_i + x^2 \dfrac{L_{st}}{\tau_f}}$ $x = \dfrac{z_0}{z_0 + R_i}$	$I_{pr.c} = \dfrac{U_{50}\,\%}{z_0 \left\| \dfrac{z_1}{2}\right.}$
$I_{pr.c} = \dfrac{U_{50}\,\%}{1 - K_c} \cdot \dfrac{\tau_f}{2h_c}$	$I_{pr} = \dfrac{U_{50}\,\%}{R_i + \dfrac{2h_c}{\tau_f}}$	$I_{pr} = \tau_f \dfrac{U_{50}\,\%}{2h_c}$

R_i – rezistenţa la impuls a prizei de punere la pămînt (Ω);
τ_f – durata frunţii undei μs;
L_{st} – inductivitatea stîlpului μH;
h_c – înalţimea medie a conductorului (activ sau de protecţie) m;
X – coeficientul de repartiţie a curentului în stîlp.

Utilizarea relaţiilor de calcul (3.1) — (3.5) pune în evidenţă posibilitatea conturnării atît a fazei inferioare cît şi a celei superioare (fig. 2 *b*); pentru rezistenţe mici de punere la pămînt conturnarea are loc la faza superioară, cînd acţiunea cîmpului electromagnetic al curentului din stîlp este puternică, iar pentru rezistenţe de punere la pămînt mari, conturnarea se produce la faza inferioară. — Valorile obţinute prin aplicarea relaţiilor (3.1) — (3.5) sînt inferioare celor obţinute cu relaţiile (2.1 — (2.5) la rezistenţe de punere la pămînt mici, fiind superioare pentru rezistenţe mari (fig. 2 *b*).

Din cele prezentate rezultă diversitatea mare a valorilor curenţilor de protecţie corespunzătoare la diferite pante ale undei. Pentru stabilirea unui element caracteristic unic este necesar să se determine pe baza măsurătorilor o relaţie între amplitudine şi durata frunţii; această relaţie va permite să se determine o caracteristică unică: amplitudinea curentului de protecţie funcţie de rezistenţa de punere la pămînt, care să permită analizarea comportării liniei la supratensiuni. Deoarece, pe

baza măsurătorilor efectuate privind parametrii curentului de trăsnet, nu s-a putut stabili o relaţie între durata frunţii şi amplitudinea undei, este necesară adaptarea unei durate convenţionale a frunţii undei; în calculele care urmează pentru analizarea comparativă a diferitelor mijloace de protecţie se adoptă o durată de 2 μs, care conduce la calcule

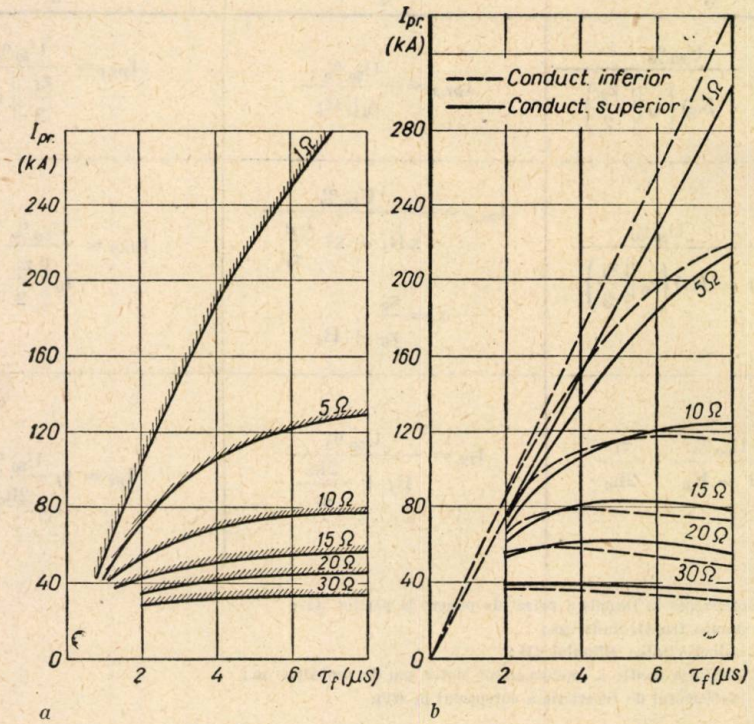


Fig. 1. — Variaţia curentului de protecţie cu durata frunţii τ_f pentru diferite rezistenţe de punere la pământ : a) după relaţiile 2.1—2.3 ; *b*) după relaţiile 3.1—3.3.

acoperitoare (numai 10% din curenţii de trăsnet au durate inferioare acestei valori [1]) şi care a stat la baza întocmirii normelor sovietice.

Prin adoptarea unei durate fixe a frunţii undei, relaţiile de calcul (2.1) — (2.5) devin comode şi de aceea se vor utiliza în cele ce urmează. Rezultă de asemenea dependenţa curentului de protecţie de locul de cădere al trăsnetului; ca urmare adoptarea lui ca parametru caracteristic nu este raţională. Valorile curentului de protecţie pentru diferite locuri de cădere ale trăsnetului permit însă să se determine numărul specific de declanşări (numărul de declanşări pe 100 km. şi an) corespunzător.

2.2. *Numărul specific de declanşări* al liniei este direct proporţional cu :

— numărul de lovituri de trăsnet N care cad pe 100 km. în timpul unui an;

— probabilitatea ψ_i de depăşire a curentului de protecţie şi,

— probabilitatea ψ_a ca arcul de impulsie să treacă în arc de frecvență industrială stabil [1], [6]. Numărul specific de declanșări ca urmare a căderii curentului de trăsnet pe conductorul activ al unei linii cu

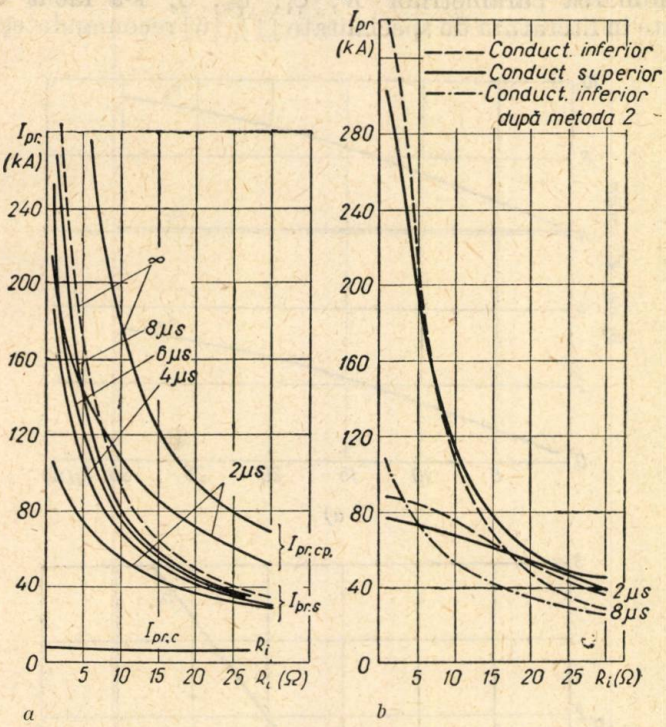


Fig. 2. — Variația curentului de protecție cu rezistența de punere la pământ pentru diferite durate ale frunții:
a) după relațiile 2.1—2.3 și 1.1—1.3;
b) după relațiile 3.1—3.3.

conductor de protecție este direct proporționat și cu probabilitatea ψ_α de trecere a trăsnetului prin ecranajul acestuia.

La determinarea numărului specific total de declanșări autorii au luat în considerare toate conturnările posibile, după cum urmează:

— la linii fără conductor de protecție

$$n_t = n_c + n_{st} = 0{,}47\ N\ \psi_{ic}\ \psi_a + 0{,}53\ N\ \psi_{i.st.}\ \psi_a; \quad (4)$$

— la linii cu conductor de protecție

$$n_i = n_c + n_{st.} + n_{cp.} = N\ \psi_{ic}\ \psi_a\ \psi_\alpha + \gamma N\ \psi_{i.st}\ \psi_a + (1-\gamma) N\ \psi_{i.ep}\ \psi_a, \quad (5)$$

unde

γ — numărul procentual de trăsnete care cad pe stîlp după datele de exploatare [27];

0,47 și 0,53 — coeficienții de repartiție a loviturilor între conductor și stîlp după Baatz [13], [14];

$n_{st.}$, $n_{cp.}$, n_c. — numărul specific de declanșări datorat căderii trăsnetului, respectiv, pe stîlp, pe conductorul de protecție și pe conductorul activ;

$\psi_{i.st.}$, ψ_{icp}, ψ_{ic} — probabilităţile de depăşire a curenţilor de protecţie corespunzători.

Determinarea parametrilor N, ψ_i, ψ_α, ψ_a s-a făcut cu ajutorul relaţiilor date în literatura de specialitate [1], [6] recomandateşi de instruc-

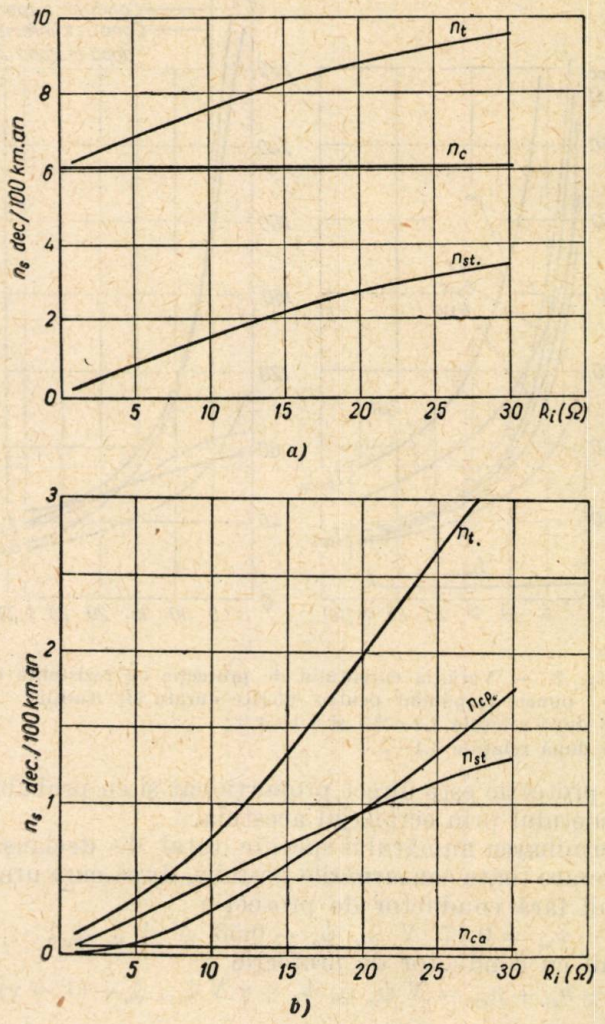


Fig. 3. — Numărul specific de declanşări la o linie de 110 kV simplu circuit :
a) fără conductor de protecţie ; *b*) cu conductor de protecţie.

ţiunile de protecţie contra supratensiunilor din U.R.S.S. Aplicînd relaţiile (4) şi (5) la o linie aeriană simplu circuit, cu izolaţia din 7 izolatoare IC-4 s-au trasat curbele de variaţie a numărului specific de

declanşări (total şi fiecare componentă în parte) cu rezistenţa de punere la pămînt (fig. 3).

Din figura 3 *a*, rezultă că în cazul liniilor fără conductor de protecţie declanşările au loc îndeosebi ca urmare a căderii trăsnetului pe conductorul activ; numărul de declanşări este în acest caz independent de valoarea rezistenţei de punere la pămînt. Numărul de declanşări datorit căderii trăsnetului pe vîrful stîlpului (conturnări inverse) creşte cu rezistenţa de punere la pămînt şi prezintă îndeosebi pentru valori mari a acesteia o pondere importantă în determinarea numărului total de declanşări. La liniile cu conductor de protecţie figura 3 b, pentru rezistenţe pînă la 20 Ω numărul mai mare de declanşări se datoreşte căderii trăsnetului pe vîrful stîlpului; pentru rezistenţe peste 20 Ω numărul mai mare de declanşări se datoreşte căderii trăsnetului pe conductorul de protecţie. La rezistenţe de punere la pămînt mici (pînă la 5 Ω) numărul specific de declanşări ca urmare a căderii trăsnetului pe conductorul activ are o pondere mare în stabilirea numărului total de declanşări, fiind superioară celui corespunzător căderii trăsnetului pe conductorul de protecţie.

Din analizarea părţilor elementelor componente a numărului specific total de declanşări rezultă că în general nu este raţional să se considere comportarea la supratensiuni numai după trăsnetele care cad pe stîlp, la liniile cu conductor de protecţie sau pe conductoarele active, la liniile fără conductor de protecţie, deoarece în acest caz se fac erori mari. Considerarea tuturor elementelor componente face posibilă eliminarea acestor erori şi în acelaşi timp permite analiza eficacităţii mijloacelor de protecţie (par. 3).

Numărul specific total de declanşări putînd determina în mod direct eficacitatea sistemelor de protecţie, înglobînd toate conturnările posibile, poate caracteriza mai bine comportarea liniilor aeriene la supratensiuni atmosferice, decît curentul de protecţie; apare astfel raţional ca acest parametru să fie considerat caracteristic, şi normalizat ca atare.

3. EFICACITATEA TEHNICO-ECONOMICĂ A MIJLOACELOR DE PROTECŢIE

3.1. *Conductorul de protecţie*, montat pe liniile de înaltă tensiune de 110 kV şi mai mult are ca efect reducerea numărului de declanşări, pînă la de 10 ori, fapt pentru care a căpătat o largă răspîndire în sistemele electroenergetice moderne. Reducerea numărului de declanşări are ca urmare pe lîngă protecţia utilajului contra conturnărilor frecvente şi reducerea frecvenţei supratensiunilor interne ce apar la deconectarea şi conectarea liniilor şi care solicită izolaţia acestora.

Declanşările avînd loc de fapt în urma unui scurtcircuit, apare solicitarea termică a aparatelor şi conductoarelor, precum şi solicitarea dinamică a înfăşurărilor transformatoarelor, etc.; evaluarea deteriorării premature a utilajelor din staţie şi de pe linie nu poate fi apreciată exact, dar ea trebuie considerată în aprecierea eficacităţii conductorului de protecţie.

Montarea conductorului de protecţie este legată însă de investiţii şi cheltuieli de exploatare suplimentare. În anumite cazuri (linii care trec prin zone cu depuneri intense de chiciură, datorită căreia conductorul se poate rupe şi cădea peste cei de fază) prezenţa lui conduce la mărirea numărului de declanşări.

În cazul cînd linia trece prin zone cu indice keraunic mic, montarea conductorului de protecţie poate să nu fie justificată. Necesitatea conductorului de protecţie trebuie ca atare analizată, în ultimă instanţă pe considerente economice prin compararea cheltuielilor totale sau a timpului de recuperare T_e.

În cazul general cheltuielile totale K sînt

$$K_1 = I_1 + I_{cp} + I_{pr.1} + n_1 \; Pt_d \; p \; T_e + C_{i1} \; T_e, \tag{5 a}$$

pentru liniile cu conductor de protecţie şi

$$K_2 = I_2 + I_{pr.2} + n_2 \, Pt_d \; p \; T_e + C_{i2} \, T_e, \tag{5 b}$$

pentru liniile fără conductor de protecţie, unde :

I_1, I_2, I_{cp}, $I_{pr.1}$, $I_{pr.2}$ — investiţiile respective în linii, pentru conductorul de protecţie şi în prizele de punere la pămînt corespunzătoare la 100 km ;

P — puterea transmisă kW ;
n_1, n_2 — numărul specific de declanşări decl/100 km an ;
t_d — timpul mediu de întrerupere (h/decl) ;
P — preţul energiei nelivrate lei/kWh ;
C_i — cota de amortizare a cheltuielilor de investiţii şi costuri anuale de exploatare.

Timpul de recuperare corespunzător egalităţii cheltuielilor totale va fi dat de relaţia

$$T_e = \frac{(I_1 - I_2) + I_{cp.} + (I_{pr.1} - I_{pr.2})}{p \; (n_2 - n_1) \; Pt_d \; p + (C_{i2} - C_{i1})} . \tag{6}$$

Dacă I_{cp} înglobează şi investiţiile supraînălţării stîlpului atunci $I_1 = I_2$ şi cu anumită aproximaţie $C_{i2} = C_{i1}$. Investiţiile în prize pot fi diferite dacă în cele două situaţii valoarea rezistenţelor nu este egală ; în acest caz, însă şi diferenţa $n_2 - n_1$ se măreşte.

Pentru o linie dată, cînd rezistenţa este cunoscută, analiza necesităţii conductorului de protecţie se poate face admiţînd investiţiile în prize egale, în care caz timpul de recuperare capătă expresia

$$T_e = \frac{I_{cp}}{(n_2 - n_1) \, Pt_d \, p} . \tag{7}$$

Montarea conductorului de protecţie este necesară cînd timpul de recuperare este mai mic de 10 ani ; pentru timpi de recuperare mai mari de 10 ani, apare posibilitatea renunţării la conductorul de protecţie.

În cazul concret al liniilor de 110 kV simplu circuit analizat mai sus, admiţînd un preţ al energiei nelivrate de 2 lei/kWh, un timp mediu

de întrerupere de 5 ore (pe baza unor studii făcute de ISPE) şi o putere transportată de 10 MW se obţine $T_e = 0{,}4$ ani, în cazul absenţei RAR şi $T_e = 2{,}66$ ani în cazul montării RAR. Rezultă din cele prezentate că pentru liniile de 110 kV, în condiţii obişnuite de exploatare, conductorul de protecţie este justificat din punct de vedere economic; conductorul de protecţie nu se justifică acolo unde, indicele keraunic este mic (număr de declanşări reduse), rezistenţa mică de punere la pămînt nu se poate realiza decît cu greutăţi tehnice considerabile sau apare posibilitatea ruperii conductorului datorită chiciurei.

În cazul montării conductorului de protecţie este util a se analiza valoarea unghiului de protecţie. La unghiuri de protecţie mici corespund investiţii mari pentru supraînălţarea stîlpului, dar se reduce numărul de declanşări; pentru unghiuri mari investiţiile scad dar cresc cheltuielile legate de un număr mare de declanşări. Unghiul de protecţie optim, se poate stabili prin determinarea minimului cheltuielilor totale date de relaţia

$$K = I(\alpha) + n_t(\alpha)\ Pt_d\ T_e p \tag{8}$$

corespunzătoare unei rezistenţe de punere la pămînt date.

O eficacitate mai importantă a micşorării unghiului de protecţie apare îndeosebi pentru rezistenţe de punere la pămînt mici (0 — 5 Ω) cînd numărul specific de declanşări corespunzător căderii trăsnetului pe conductorul activ capătă o pondere importantă (fig. 3b).

Construcţiile tipurilor de stîlpi uzuali în R.P.R. permit obţinerea unui unghi de protecţie de 30°; cercetările întreprinse în U.R.S.S. [8] au arătat însă că este economic să se supraînalţe stîlpii pentru a obţine un unghi de protecţie de 20—25°, iar normele cehoslovace [19] stabilesc pentru liniile simple circuit un unghi de protecţie de 25°. Este necesar în consecinţă să se analizeze gabaritele stîlpilor uzuali pentru a stabili posibilitatea reducerii unghiului de protecţie; în efectuarea calculelor este necesar să se ţină seama de faptul că supraînălţarea liniei conduce la creşterea numărului de lovituri de trăsnet în linie.

3.2. *Rezistenţa de punere la pămînt* determină în mare măsură numărul de declanşări al liniei, în modul arătat în figura 3.

Stabilirea unei rezistenţe optime de punere la pămînt se face prin determinarea minimului cheltuielilor totale, date de relaţia

$$K = I(R_i) + n_t(R_i)\ Pt_d\ T_e, \tag{9}$$

$I(R_i)$ investiţiile pe 100 km, de linie, considerînd atît partea constantă (linia propriu-zisă) cît şi cea variabilă (investiţiile pentru priză care variază invers proporţională cu valoarea rezistenţei).

Valoarea optimă a rezistenţei se poate determina pentru fiecare caz în parte cu ajutorul relaţiei (9); calitativ se poate stabili însă ca scăderea rezistenţei de punere la pămînt este indicat a se realiza atunci cînd aceasta se poate face fără greutăţi de execuţie. La liniile cu conductor de protecţie scăderea rezistenţei este mult mai eficace deoarece conduce la scăderea esenţială a numărului de declanşări (fig. 3b).

3.3. *Reanclanşarea automată rapidă* (*RAR*) asigură în majoritatea cazurilor repunerea în funcţiune după o declanşare datorită acţiunii supratensiunilor atmosferice. Utilizarea RAR ca mijloc de protecţie a căpătat în ultimul timp o largă răspîndire, eficacitatea sa fiind de 80% [6], [8].

Dată fiind eficacitatea sa mărită, RAR se recomandă să fie utilizat peste tot acolo unde schema de conexiune a sistemului permite.

3.4. *Descărcătoarele tubulare*, sînt recomandate pentru liniile la care utilizarea conductorului de protecţie şi realizarea unei rezistenţe de legare la pămînt mici nu sînt justificate din punct de vedere economic. Eficacitatea protecţiei depinde de densitatea liniară de montare a acestora pe linia considerată şi poate fi evaluată numai pe baza rezultatelor de exploatare [8].

Eficacitatea tehnico-economică a sistemului de protecţie poate fi analizată pentru fiecare caz în parte, prin aplicarea relaţiilor stabilite în lucrare. În efectuarea calculelor se indică următoarea succesiune: la început să se stabilească necesitatea conductorului de protecţie şi apoi valoarea optimă a rezistenţei, prizei de punere la pămînt; dacă valoarea acesteia este mică să se determine unghiul de protecţie optim.

4. CONCLUZII

În lucrare s-a analizat metodologia de calcul a curentului de protecţie şi a numărului specific de declanşări pentru liniile de înaltă tensiune din sisteme cu neutrul legat direct la pămînt. De asemenea, s-a analizat eficacitatea sistemelor de protecţie utilizate, luînd în consideraţie, o linie tip construită în R.P.R., echipată cu izolatoare indigene. Pe baza calculelor efectuate şi a analizei stadiului actual al cercetării privind protecţia contra supratensiunilor atmosferice, rezultă următoarele concluzii:

4.1. Pentru determinarea unui parametru unic care să caracterizeze protecţia contra supratensiunilor atmosferice este necesară stabilirea unei dependenţe, între amplitudinea şi durata frunţii undei curentului de trăsnet. La efectuarea unor calcule acoperitoare şi de comparaţie se poate adapta o durată de 2μs.

4.2. Numărul specific total de declanşări caracterizează mai bine, decît curentul de protecţie, comportarea la supratensiuni atmosferice a liniilor electrice aeriene, putînd fi comparat în acelaşi timp cu datele statistice de exploatare.

4.3. Calculul numărului specific total de declanşări prin considerarea tuturor elementelor componente, permite stabilirea corectă a eficacităţii mijloacelor de protecţie; pe cînd considerarea unui singur punct de cădere a trăsnetului, care să caracterizeze comportarea liniei la supratensiuni, conduce la erori esenţiale.

4.4. Din analiza eficacităţii tehnico-economice a mijloacelor de protecţie a rezultat necesitatea aplicării conductorului de protecţie la liniile de 110 kV. Se poate renunţa însă la conductorul de protecţie pentru

regiuni indice keraunic redus, cu formări intense de chiciură sau cu sol de mare rezistivitate.

4.5. Pentru aprecierea exactității calculului numărului specific de declanșări este necesară analiza sistematică a avariilor provocate de descărcările atmosferice și stabilirea corectă a cauzelor lor.

АНАЛИЗ ПОВЕДЕНИЯ ЛИНИЙ ВЫСОКОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ АТМОСФЕРНОМ ПЕРЕНАПРЯЖЕНИИ

РЕЗЮМЕ

Устанавливается методика определения уровня грозоупорности и удельного числа отключений для различных мест удара молнии. Рассматриваются составляющие суммарного удельного числа отключений и их зависимость от заземляющего сопротивления.

Анализ технико-экономической эффективности защитных мероприятий производится, устанавливая в качестве характеристического параметра удельное число отключений. Произведенные расчеты относятся к линиям 110 кв, построенным в РНР, оснащенными изоляторами румынского производства. На основании проведенного исследования устанавливается необходимость применения троса для линий 110 кв и делаются выводы полезные для составления норм для защиты линий от атмосферных перенапряжений.

ОБЪЯСНЕНИЕ РИСУНКОВ

Рис. 1. — Зависимость уровня грозоупорности от продолжительности фронта волны τ_f при различных значениях заземляющего сопротивления: *a* — по соотношениям (2.1) — (2.3); *b* — по соотношениям (3.1) — (3.3).

Рис. 2. — Зависимость уровня грозоупорности от заземляющего сопротивления при различных значениях продолжительности фронта волны: *a* — по соотношениям (2.1) — (2.3) и (1.1) — (1.3); *b* — по соотношениям (3.1) — (3.3).

Рис. 3. — Удельное число отключений одноцепной линии 110 кв: *a* — без троса; *b* — с тросом.

ANALYSE DU COMPORTEMENT AUX SURTENSIONS ATMOSPHÉRIQUES DES LIGNES À HAUTE TENSION

RÉSUMÉ

Les auteurs établissent une méthode permettant de déterminer le courant de protection et le nombre spécifique de déclenchements pour les divers endroits où tombe la foudre. Ils analysent les composantes du

nombre spécifique total de déclenchements, ainsi que le mode dont ils varient en fonction de la résistance de la mise à la terre.

C'est le nombre spécifique de déclenchements qui est pris comme paramètre caractéristique lors de l'analyse de l'efficacité technico-économique des moyens de protection. Les calculs effectués se réfèrent aux lignes de 110 kV construites dans la République Populaire Roumaine et pourvues d'isolateurs indigènes. En partant de l'étude élaborée, les auteurs établissent la nécessité d'utiliser, à ces lignes, le conducteur de protection et tirent plusieurs conclusions pouvant servir de base à l'élaboration des normes pour la protection des lignes contre les surtensions atmosphériques.

EXPLICATION DES FIGURES

Fig. 1. — Variation du courant de protection avec la durée du front τ_f, pour diverses résistances de mise à la terre : *a*) selon les relations 2.1—2.3 ; *b*) selon les relations 3.1—3.3.

Fig. 2. — Variation du courant de protection avec la résistance de mise à la terre, pour diverses durées du front : *a*) selon les relations 2.1—2.3 et 1.1—1.3 ; *b*) selon les relations 3.1—3.3.

Fig. 3. — Nombre spécifique de déclenchements dans une ligne de 110 kV, à circuit simple : *a*) sans conducteur de protection ; *b*) avec conducteur de protection.

BIBLIOGRAFIE

1. М. В. Костенко, *Атмосферные перенапряжения и грозозащита высоковольтных установок.* ГЕИ, Москва, 1949.
2. А. И. Долгинов, *Волновые характеристики линий при высоких напряжениях.* Электричество (1949) *9*.
3. — *Индуктирование напряжения на линиях электропередаги.* Электричество (1949) *10*.
4. — *Атмосферные перенапряжения на линиях электропередачи и расчет грозоупорности с тросами.* Электричество (1950) Нр. 12 ст. 6—14.
5. A. I. Dolghinov, *Protecţia instalaţiilor electrice împotriva supratensiunilor atmosferice.* Ed. tehnică, Bucureşti, 1957.
6. В. В. Бургсфорд, *Исследование грозозащиты энергосистемы.* Электричество (1949) *2*, 21—23.
7. Д. В. Разевиг, *Атмосферные перенапряжения на линиях электропередачи.* ГЕИ, Москва, 1959.
8. В. В. Бургсфорд, *Исследование грозозащиты линий электропередачи с тросами.* Электричество, *11* (1956).
9. G. Drăgan, *Contribuţie la determinarea supratensiunii în cazul căderii trăsnetului pe o linie aeriană de înaltă tensiune prevăzută cu conductoare de protecţie ţinînd seama de efectul corona de impuls.* Studii şi cercetări de energetică, **IX** *1*, 77—83 (1959).
10. G. Drăgan, *Parametrii curentului de trăsnet.* Energetica (1959).
11. K. B. Mc Eachron, *Lightning — a hazard to electric systems.* Trans. A.I.E.E., part III., 977 (1952).
12. C. F. Wagner, C. D. Mc Cann, *Induced voltages on transmission lines.* Trans. AIEE, **61**, 916 (1942).
13. H. Baatz, *Überspannungen in Energie-Versorgungsnetzen.* Springer-Verlag, Berlin (1956).
14. J. A. Giaro, *Surtensions atmosphériques dans les réseaux électriques.* Caractéristique principale et calculs. Bull. SRBE, **76**, *1*, 1—27 (1960).
15. V. Kalonsek, J. Jircu, *Význam zemního lana jako ochrany proti přěpětí u sítí vysokého napětí zvlašte 22 kV.* Electrotech. Obz., **42**, *4*, 196 (1953).

16. * * * *Руководящие указания по защите от перенапряжений электротехнических установок переменного тока 3—260 кв.* ГЕИ, 1954.
napeti zvlaste 22 kV. Electrotech. Obz., **42**, *4*, 196 (1953).
17. * * * *Prescripţii pentru protecţia contra supratensiunilor a instalaţiilor electrice cu tensiuni peste 1000* V. O.P.E.D., Bucureşti, 1957.
18. * * * *Recommendations for overvoltage protection.* Villenki Budapest Inst. for Electrical Power Research Budapest—Hungary, 1957.
19. * * * *Směrnice pro použiti ochran před přepětim v silových zařizenich.* ČSN 38.0810, Březeu, 1959.
20. * * * V.D.E. 0111/8.V.1953.
21. * * * NEMA — Publication n°. 109.
22. Д. В. ГАЗЕВИГ, *Перенапряжения в линиях передачи при прямом ударе молнии.* Известия М. В. Об. Энергетика, *6*,40—47 (1952).
23. Н. Н. БЕЛЯКОВ, А. Н. ЩЕРЕНЦИС, *Защита от атмосферных перенапряжений линий электропередачи в современных системах.* Электричесво Нр. **11**, 1960.
24. * * * *Правила устройства электротехнических установок.* ГЕИ, Москва, 1959.
25. G. DRĂGAN, B. POPA, I. ADĂMUŢ, *Cercetări experimentale privind determinarea tensiunilor de conturnare a lanţurilor de izolatoare.* S.C.E., 2 (1961).
26. I. B. JOHNSON, A. I. SCHULTZ, *A hypothesis concerning lightning, Phenomena and transmission line flashover.* Trans. AIEE, **76**, p. III, 1470 (1957).
27. E. BĂGALĂ, *E necessaria la schermatura delle stazioni elettriche?* L'energia elettrica, **XXXIII**, 3, 32 (1956).

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ARDERII LIGNIȚILOR DIN R.P.R. ÎN STRAT FLUIDIZAT *)

INFLUENȚA PROFILĂRII FOCARULUI ȘI CARACTERISTICILOR COMBUSTIBILULUI ASUPRA PROCESULUI DE ARDERE

DE

N. PĂNOIU și C. CAZACU

1. În continuarea cercetărilor efectuate în cadrul Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în legătură cu influența granulației combustibilului și nivelului de alimentare cu combustibil asupra desfășurării procesului de ardere în strat fluidizat, în prezenta lucrare se prezintă cercetările experimentale efectuate în legătură cu influența profilării focarului și caracteristicilor combustibilului asupra desfășurării procesului de ardere a ligniților din R.P.R. în strat fluidizat.

2. Pornind de la constatarea că pierderile de căldură prin nearse în zgură cresc sensibil cu mărirea intervalului granulometric și reprezintă o pondere însemnată în totalul pierderilor de căldură [1] a fost cercetată în continuare influența profilării părții de bază a focarului asupra acestora și asupra desfășurării procesului de ardere. Cercetarea a fost necesară întrucît în timpul lucrărilor arătate în [1] s-a constatat că regimul aerodinamic al stratului nu a dat completă satisfacție existînd pronunțate tendințe de cădere a stratului în special la folosirea unui interval granulometric mărit.

Astfel s-au examinat comparativ două geometrii de focar care au diferit atît prin forma lor cît și prin raportul $\frac{\text{secț. focar}}{\text{secț. insuflare}}$.

Focarul de formă paralelipipedică, în prima variantă, în care s-au efectuat și experiențele referitoare la influența intervalului granulometric prezentate, avea prevăzute la bază două plane înclinate pe o înălțime de 0,4 m, care realizau reducerea secțiunii de insuflare de la 0,32 m² la 0,144 m² $\left(\frac{\text{secț. focar}}{\text{secț. insuflare}} = 2{,}32\right)$.

În a doua variantă studiată focarul a avut la bază forma unui trunchi de piramidă cu vîrful în jos, cu înălțimea de 0,6 m și cu o secțiune minimă de 0,0375 m² (0,25 × 0,15 m)

*) Lucrare prezentată Institutului de energetică al Academiei R.P.R. la data de 19 ianuarie 1961.

$\left(\frac{\text{secț. focar}}{\text{secț. insuflare}} = 8{,}53\right)$. Profilarea bazei focarului s-a făcut în conformitate cu construcții similare prezentate în literatura de specialitate [2], [3], [4], [5], [6].

În tabela 1 sînt prezentate cîteva încercări pentru cele două variante studiate în cazul funcționării focarului cu lignit de Schitu-Goleşti, avînd granulația 0—10 mm.

Tabela 1

Rezultatele încercărilor experimentale (influența profilării focarului)

Nr. crt.	Denumirea	U/M	Încercări :					
			Varianta I			Varianta II		
			7	8	9	10	11	12
1	Umiditatea totală	%	21,6	21,0	19,2	22,03	24,51	26,04
2	Cenușa (la masa de lucru)	%	21,68	22,85	33,45	22,88	21,41	24,55
3	Puterea calorifică inf.	kcal/kg	3 470	3430	2 890	3 080	2 968	3 024
4	Consum orar combust.	kg/h	400	410	300	585	464	549
5	Temperatura în strat	°C	—	—	993	639	982	777
6	Temperatura în focar (cota 0,6 m)	°C	745	925	983	—	—	—
7	Temperatura în focar (cota 0,9 m)	°C	893	1 000	1 090	996	985	1 020
8	Temperatura în focar (cota 1,5 m)	°C	853	1 020	1 075	—	—	—
9	Temperatura în focar (cota 2,7 m)	°C	—	—	—	1 138	1 075	1 119
10	Excesul de aer la sfîrșitul canalului orizontal		1,51	1,27	1,22	1,30	1,27	1,12
11	$\frac{\text{Debit fluidizare}}{\text{Debit aer teoretic}} \times 100$	%	47,8	45,4	67,3	22	38	33
12	Pierderi prin nearse în zgură	%	18,54	21,13	24,29	6,55	6,25	7,40
13	Pierd. prin nearse în antrenate	%	6,16	1,67	1,61	2,30	5,16	5,43
14	Pierd. totală ardere mec. incompletă (q_4)	%	24,7	22,8	26,9	8,85	11,41	12,83
15	Pierd. ardere chim. incompletă (q_3)	%	11,9	8,7	7,20	2,15	3,54	1,11
16	Randam. arderi (η_a)	%	63,4	68,5	65,9	89,00	85,05	86,06
17	Încărcarea gravimetrică a secț. focarului *)	kg/m²h	1 250	1 280	935	1 815	1 450	1 710
18	Încărcarea term. a secț. focarului *)	$\frac{10^3\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}}$	3 490	3 590	2 130	5 120	3 800	4 500
19	Încărcarea termică spațială	$\frac{10^3\text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}$	1 050	1 080	640	2 050	1 540	1 630

*) S-a calculat luîndu-se în considerație secțiunea focarului la nivelul alimentării (cota 1,5 m).

Din analiza valorilor prezentate, se remarcă următoarele :

— Trecerea la camera profilată sub forma unui trunchi de piramidă (varianta a II-a) a făcut posibilă mărirea vitezei în secțiunea de insuflare și în zona profilată ceea ce a atras după sine expandarea pe o înălțime mai mare a stratului. În această situație drumul particulelor mari situate în zona de la baza stratului s-a mărit față de prima variantă și deci atît pregătirea lor termică cît și posibilitățile de ardere completă a lor au fost substanțial îmbunătățite.

Aceasta se relevă prin scăderea sensibilă a pierderilor de căldură prin nearse în zgură de la 18,54—24,29% în prima variantă la 6,25—7,40% în varianta a II-a.

Noua profilare a bazei focarului a condus la o mai bună amestecare fluid-solid care a determinat o creştere a reactivităţii generale a sistemului şi la o ardere mai completă a componentelor gazoase ale combustibilului, înregistrîndu-se astfel o reducere a pierderilor prin ardere chimic incompletă de la 7,2—11,9% (varianta I) pînă la 1,11—3,54 (varianta a II-a).

Se remarcă de asemenea în cazul variantei a II-a o creştere a posibilităţilor de ardere a instalaţiei de la 935—1 280 kg combust./m²h la 1 450—1 815 kg combust./m²h.

Ridicarea regimului termic a atras după sine mărirea vitezelor în jumătatea superioară a focarului, ceea ce a uşurat antrenarea fracţiilor fine din strat micşorîndu-se astfel timpul de staţionare al acestora în focar.

În timpul funcţionării instalaţiei, s-a remarcat o stabilitate a procesului de ardere mult îmbunătăţită în cazul profilării bazei focarului sub forma unui trunchi de piramidă.

3. Problema limitelor de stabilitatea procesului de ardere în strat fluidizat în funcţie de caracteristicile combustibilului este încă neclarificată în literatura de specialitate mai ales pentru combustibilii cu un conţinut ridicat de cenuşă.

Din lucrările publicate care ne-au stat la dispoziţie, rezultă că diverşi cercetători, care s-au preocupat de această problemă au folosit în general combustibili cu calităţi superioare ligniţilor romînești. Astfel :

—N. Siromiatnikov şi L. N. Sidelkovski [2], [3], [4] au folosit un cărbune de Celeabinsk cu următoarele caracteristici :

umiditatea totală	16,5%,
cenuşa la masa uscată	26,9%,
puterea calorifică inf.	4 150 kcal/kg.

— V. N. Pavlovici [5] în focarul cu două trepte a utilizat un combustibil avînd caracteristicile :

umiditatea totală	49—55%,
cenuşa (la masa uscată)	15—20%,
puterea calorifică inf.	1 250—1 500 kcal/kg.

— A. Godel [6] a folosit în focarul ignifluid un combustibil cu caracteristicile :

umiditate totală	7—11%,
cenuşa (la masa uscată)	10—35%,
puterea calorifică inf.	4 500—7 000 kcal/kg.

— Firma Lurgi (RFG) căreia i s-au trimis ligniţi de Rovinari în vederea efectuării de studii de gazeificare în strat fluidizat recomandă ca limite :

umiditatea totală (maximum)	20%,
cenuşa (la masa uscată) (maximum)	30%,
puterea calorifică inf. (minimum)	3 240 kcal/kg.

Din examinarea datelor de mai sus se constată că procesul de ardere în strat fluidizat necesită combustibili de calitate superioară.

În vederea completării valorilor date în literatura de specialitate referitoare la limitele de stabilitatea procesului de ardere în strat fluidizat, în cazul folosirii ligniţilor, au fost efectuate cercetări care au urmărit influenţa umidităţii şi cenuşii combustibilului asupra acestor limite.

3.1. Încercările experimentale referitoare la influenţa umidităţii combustibilului asupra stabilităţii procesului de ardere au fost efectuate folosindu-se un combustibil cu un conţinut de cenuşă raportat la masa uscată de 29 — 35% (la limita maximă menţionată în literatura de specialitate) cu focarul profilat la bază sub forma unui trunchi de piramidă (varianta a II-a).

Valorile obţinute la încercările experimentale sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 2

Rezultatele experimentale (influența umidității combustibilului)

Nr. crt.	Denumirea	U/M	Încercarea					
			10	11	12	13	14	15
1	Umiditatea totală	%	22,03	24,51	26,04	32,44	30,91	30,36
2	Cenușa (la masa de lucru)	%	22,88	24,71	24,55	20,12	22,59	22,69
3	Puterea calorică inf.	$\frac{kcal}{kg}$	3 080	2 968	3 024	2 542	2 647	2 695
4	Consum orar combust.	kg/h	585	464	549	370	387	301
5	Temp. în strat (cota 0,56 m)	°C	639	782	777	584	735	760
6	Temp. în focar (cota 0,9 m)	°C	—	—	—	—	813	793
7	Temp. în focar (cota 1,5 m)	°C	996	985	1 020	628	—	785
8	Temp. în focar (cota 2,00 m)	°C	—	—	—	—	1 024	957
9	Temp. în focar (cota 2,7 m)	°C	1 138	1 075	1 119	1 056	1 114	1 109
10	Excesul de aer la sfîrșitul focarului	—	1,30	1,27	1,12	2,15	1,58	1,55
11	$\frac{\text{Debit aer fluidizare}}{\text{Debit teoretic aer}} \times 100$	%	22	38	33	34,5	41	46
12	Pierderi prin nearse în zgură	%	6,55	6,25	7,40	11,7	17,10	18,10
13	Pierderi prin nearse în antrenate	%	2,30	5,16	5,43	2,60	1,02	2,00
14	Pierdere tot. ardere mec. incompletă (q_4)	%	8,85	11,41	12,83	14,30	18,12	20,10
15	Pierdere prin ardere chimic incompletă (q_3)	%	2,15	3,54	1,11	1,93	0,28	0,40
16	Randam. arderii (η_a)	%	89,0	85,05	86,06	83,77	81,60	79,50
17	Încărcarea gravim. a secțiunii focarului*)	$\frac{kg}{m^2h}$	1 815	1 450	1710	1 155	1 210	940
18	Încărcarea term a secț. focarului *)	$\frac{10^3 kcal}{m^2h}$	5 120	3 800	4 500	2 520	2 620	2 020
19	Încărcarea termică spațială	$\frac{10^3 kcal}{m^3h}$	2 050	1 540	1 630	1 010	1 040	810

*) S-a calculat luîndu-se în considerație secțiunea focarului la nivelul alimentării (cota 1,5 m).

După cum se vede, experiențele efectuate se pot împărți în două grupe :

— grupa I experiențe efectuate cu lignit cu o umiditate de 22—26% (încercările 10, 11, 12) ;

— grupa a II-a experiențe efectuate cu lignit cu o umiditate de 30—33% (încercările 13, 14, 15).

Analizînd comparativ cele două grupe de experiențe se constată :

— Creșterea conținutului de umiditate de la 22—26% la 30—33% atrage după sine o scădere sensibilă a posibilităților de ardere ale focarului, caracterizată prin reducerea încărcării gravimetrice a secțiunii focarului de la 1 450—1 815 kg/m² la 940—1 210 kg/m² h.

— Mărirea umidității combustibilului conduce la un consum suplimentar de căldură în zona centrală a focarului (zona de alimentare cu combustibil) ceea ce determină o coborîre a nivelului de temperatură în această zonă (cota 1,5 m) de la 985—1020°C la 628—785°C.

— Scăderea intensității procesului de ardere în zona centrală a focarului reduce gradul de pregătire al fracțiilor mari, arderea acestora decurgînd la baza stratului în condiții mult mai defavorabile :

— Creșterea excesului de aer în focar de la 1,12—1,30 la 1,55—2,15.

— Mărirea cotei de aer de fluidizare de la $\frac{\text{debit de aer de fluidizare}}{\text{debit de aer teoretic}} = 22 - 38\%$ la 34,5 —46%.

— Creşterea umidităţii combustibilului a condus astfel la o înrăutăţire a funcţionării instalaţiei şi la o creştere a pierderilor de căldură prin zgură de la 6,25—7,40% la 11,7—18,10%.

Încercările de a se folosi combustibilul cu o umiditate de peste 35% au condus la reducerea substanţială a stabilităţii procesului de ardere.

Încercările experimentale au fost efectuate folosindu-se lignit din bazinul Rovinari (încercările 16 şi 17) cu o cenuşă raportată la masa uscată de 27,3% (cărbune spălat în lichide dense) şi 48,2% (cărbune claubat din sortul 0—80 mm) şi din bazinul Schitu Goleşti (cărbune brut) cu o cenuşă de 33,2%.

Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Rezultatele încercărilor experimentale (influenţa cenuşei combustibilului)

Nr. crt.	Denumirea	U/M	Încercarea 16 Rovinari claubat	Încercarea 17 Rovinari spălat	Încercarea 12 Schitu-Goleşti
1	Umiditatea totală	%	18,08	29,98	26,04
2	Cenuşa (la masa uscată)	%	48,2	27,3	33,2
3	Puterea calorifică inf.	kcal/kg	2 230	2 676	3 024
4	Consum orar combust.	kg/h	368	520	549
5	Temp. în strat (cota 0,56 m)	°C	713	500	777
6	Temp. în strat (cota 0,9)	°C	767	606	1 020
7	Temp. în focar (cota 2,7)	°C	1 110	1 077	1 119
8	Temp. în focar (cota 1,5)	°C	905	789	—
9	Temp. la finele canal. orizontal	°C	890	1 052	—
10	Exces de aer la finele canal. orizontal	—	1,13	1,31	1,12
11	Debit aer fluidizare × 100 / Debit teoretic aer	%	45,5	50,6	33,0
12	Pierderi prin nearse în zgură	%	17,4	12,5	7,40
13	Pierderi prin nearse în antrenate	%	4,11	5,66	5,43
14	Pierderea tot. ard. mec. incompletă	%	21,51	18,26	12,83
15	Pierderea prin ard. chim. incompletă	%	1,52	1,44	1,11
16	Randamentul arderii	%	76,97	80,30	86,06
17	Încărcarea grav. a secţiunii focarului*)	kg/m²h	1 150	1 620	1 750
18	Încărcarea term. a secţ. focarului*)	10^3kcal/m²h	2 000	3 560	4 500
19	Încărcarea termică spaţială	10^3kcal/m³h	810	1 420	1 630

*) S-a calculat luîndu-se în consideraţie secţiunea focarului la nivelul alimentării (cota 1,5 m).

Ca urmare a gradului de carbonificare mai ridicat şi a calităţii sale superioare, lignitul de Schitu-Goleşti se comportă în procesul de ardere cu mult mai bine decît lignitul de Rovinari.

Se remarcă astfel:

— o ridicare a temperaturii în zona inferioară a focarului (cota 0,9 m) la 1020°C faţă de 600—767°C ca urmare a unui conţinut de cocs mai ridicat la lignitul de Schitu-Goleşti.

— reducerea sensibilă a pierderilor de căldură prin nearse în zgură (7,40 % față de 12,5—17,4 %) ca urmare a creșterii regimului termic în zona inferioară a focarului la lignitul de Schitu-Goleşti.

— În ceea ce privește influența conținutului de cenușă asupra stabilității procesului de ardere din comparația valorilor obținute la încercările 17 și 16 se remarcă:

— creșterea conținutului de cenușă (la masa uscată) de la 27,3 % la 48,2 % conduce la o reducere apreciabilă a cantității de combustibil ce poate fi arsă în focar (de la 1620 la 1 150 kg/m²h).

— conținutul ridicat de cenușă favorizează scăderea intensității procesului de ardere în faza arderii cocsului în zona inferioară a focarului și contribuie astfel la creșterea pierderilor prin nearse în zgură de la 12,5 % (la o cenușă de 27,3 %) la 17,4 % (la o cenușă de 48,2 %).

Încercările de a folosi combustibilul cu un conținut de cenușă la masa uscată de peste 50 % chiar în cazul unei umidități scăzute de 20—25 % conduce la o reducere substanțială a stabilității procesului de ardere și la o creștere inadmisibilă a pierderilor de căldură prin nearse în zgură *).

CONCLUZII

Întrucît literatura de specialitate prezintă puține date referitoare la aplicarea procedeului de fluidizare în domeniul arderii combustibililor solizi, prezenta lucrare caută să aducă o serie de elemente suplimentare la lămurirea acestei probleme în cazul concret al arderii ligniților romînești. În continuarea celor arătate într-o lucrare anterioară [1] în care se arată influența intervalului granulometric și nivelului de alimentare cu combustibil asupra desfășurării procesului de ardere, cercetările prezentate arată că:

— Profilarea părții inferioare a focarului are o mare importanță asupra stabilității procesului de fluidizare și asupra desfășurării procesului de ardere. În acest sens, este semnificativ faptul că procesul este complet instabil la un focar cu raportul $\frac{\text{secțiune focar}}{\text{secțiune insuflare}} = 1$ (forma paralelipipedică), stabilitatea devine satisfăcătoare la un raport $\frac{\text{secțiune focar}}{\text{secțiune insuflare}} = 2$ și mai mult îmbunătățită la valori ale acestui raport de peste 8.

Bazați pe rezultatele obținute se constată că este necesar ca pentru o funcționare corespunzătoare a focarelor cu strat fluidizat partea inferioară a acestora să fie profilată în așa fel ca să permită un raport $\frac{\text{secțiune focar}}{\text{secțiune insufl.}} = 8$. La construcțiile actuale de fluidizoare construite în alte scopuri decît cele de ardere, această valoare depășește uneori și 10.

— Caracteristicile combustibilului influențează în cea mai mare măsură desfășurarea procesului de ardere. Din analizarea rezultatelor obținute se pot recomanda ca valori maxime pentru caracteristicile combustibilului umiditatea de maximum 30—32 % și cenușa (la masa uscată) de 35—40 %.

Este interesant de arătat că folosirea unui combustibil de calitate superioară conduce la performanțe ridicate ale instalației de ardere. Experiențele efectuate la arderea cojilor de floarea soarelui, combustibil cu puțină umiditate și cenușă scăzută (umiditatea 7—12 %, cenușa la masa de lucru = 3,6—5,4), au confirmat acest lucru ($q_4 = 0{,}1—0{,}9$ %).

---

*) N. Pănoiu, C. Cazacu și colaboratori, *Cercetări experimentale efectuate în anul 1960 la tema: Arderea ligniților în stare fluidizată*. Memoriu intern la Institutul de energetică, 1960.

— Se remarcă o bună dependență între randamentul arderii, pierderile de căldură prin nearse în zgură și antrenate (q_4) și puterea calorifică inferioară a combustibilului (fig. 1).

Pentru obținerea unor randamente economice apare necesară folosirea unui combustibil cu o putere calorifică de peste 2 800 kcal/kg.

— Procedeul aduce ca avantaj deosebit, încărcări termice ale focarului ridicate, caracteristice proceselor de intensificarea arderii $\left(1\,000-2\,000\cdot10^3\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}\right.$ respectiv $\left.3-5\cdot10^6\ \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}}\right)$ depășind sensibil pe cele ale instalațiilor clasice de ardere; instalațiile de ardere apar astfel compacte și economice.

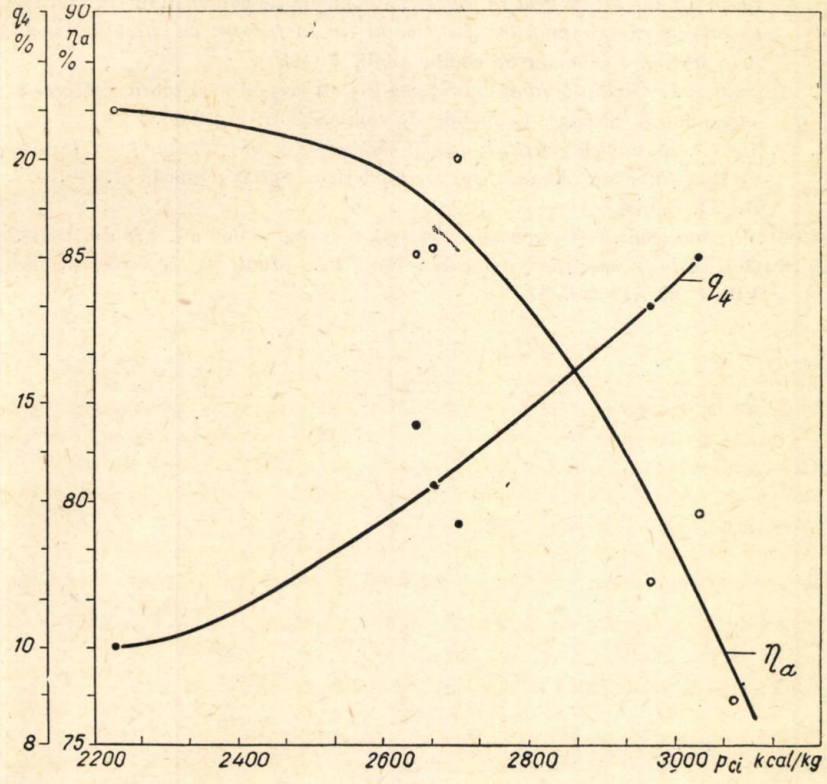


Fig. 1

— O perspectivă largă de aplicabilitatea procedeului apare și în domeniul obținerii semigazului sau a gazului combustibil, în partea centrală a instalației de fluidizare, petrecîndu-se un accentuat proces de gazeificare a combustibilului; primele experiențe în acest domeniu efectuate pe instalația Institutului de energetică au dat rezultate promițătoare.

În lumina acestor considerente, procedeul de ardere în strat fluidizat apare ca aplicabil atît la arderea ligniților cît și la gazeificarea acestora; procedeul implică însă în vederea menținerii sale în limite economice, măsuri restrictive la calitatea combustibilului, cu mențiunea că folosirea procedeului la instalații industriale de debite mai mari, conduce la indici tehnico-economici superiori celor obținuți pe instalația pilot.

BIBLIOGRAFIE

1. N. PĂNOIU, C. CAZACU, Fl. WESTFRIED, *Asupra posibilităților de ardere a lignitilor din R.P.R. în strat fluidizat*. Studii și cercetări de energetică, **X**, *2*, 1960.
2. N. SIROMIATNIKOV, *Studiul mecanismelor pentru asigurarea regimului de funcționare fără zgură a focarelor cu strat în fierbere*. Economia de combustibil, *12* (1951).
3. — *Rezultatele experimentărilor focarelor de tip în fierbere cu strat în suspensie și prin țîșnire*. Economia de combustibili, *2* (1951).
4. L. N. SIDELKOVSKI, *Condițiile funcționării stabile fără acoperire cu zgură a focarelor cu strat suspendat de cărbune*. Economia de combustibili, *6* (1951).
5. V. N. PAVLOVICI, *Rezultatele cercetării arderii cărbunilor bruni într-un focar în două trepte cu strat fluidizat*. Analele romîno-sovietice. Seria tehnică, nr. 36. Ed. Acad. R.P.R. (1955).
6. A. GODEL, *O nouă tehnică de combustie*. Caietele soc. inginerilor din Franța, Paris.
7. D. BUIMOVICI, *Aspecte specifice ale arderii lignitilor*. Studii și cercetări de energetică, **VII**, *1*, 33—43 (1957).

M. B. МАКСИМОВ, *Котельные агрегаты большой производительности, Расчет и конструирование* (Cazane de abur de debite mari. Calcul şi construcţii). Машгиз, Москва, 431 p., 252 fig., 130 tab., 83 ref. bibliografice, 1961.

Centralele termoelectrice moderne necesită prin puterile lor impresionante grupuri unitare cu puteri din ce în ce mai mari. Puterile de 100, 150, 200 şi 300 MW sînt în momentul de faţă grupuri energetice uzuale după cum cazanele de 420, 530 şi 640 t/h la 140 ata şi 570°C solicitate de aceste grupuri se generalizează pe zi ce trece; se prevede ca la sfîrşitul septenalului în U.R.S.S. cazanele cu circulaţie naturală să ajungă la debite de 1900 t/h pentru grupul de 600 MW.

Dezvoltarea impetuoasă a cazanelor de debite mari şi foarte mari solicită dezvoltarea corespunzătoare a informaţiilor tehnice şi ştiinţifice specifice acestor agregate.

Cartea lui Maximov *Cazane de abur de debite mari* acoperă în cea mai mare parte golul resimţit în literatura de specialitate privind calculul şi construcţia acestora.

Lucrarea atacă majoritatea problemelor legate de calculul şi construcţia cazanelor moderne la un înalt nivel tehnico-ştiinţific.

Cartea cuprinde următoarele 19 capitole:

1. Parametrii aburului şi influenţa lor asupra repartiţiei schimbului de căldură în suprafeţele de încălzire.
2. Schema termică a agregatului de cazan şi alegerea ei.
3. Schema termică a blocului (cazan grup turbogenerator).
4. Tipurile de cazane de debite mari.
5. Caractersticile constructive ale cazanelor de debite mari.
6. Combustibilul. Volumul şi entalpia aerului şi gazelor de ardere.
7. Bilanţul termic şi bilanţul aerului.
8. Alegerea schemelor de pregătirea prafului de cărbune şi tipurile de mori.
9. Calculul termic al uscării combustibilului.
10. Focarele cazanelor de debite mari şi calculul lor termic.
11. Determinarea coeficientului de schimb de căldură şi scăderii temperaturii gazelor.
12. Calculul termic şi construcţia suprafeţelor convective şi semiradiante.
13. Calculul şi construcţia înzidirii cazanelor de debite mari.
14. Calculul aerodinamic al cazanelor de debite mari.
15. Calculul hidrodinamic al cazanului.
16. Regimul apei şi construcţia separatoarelor cazanelor de înaltă presiune.
17. Calculul de rezistenţă al elementelor cazanului.
18. Scheletul metalic al cazanelor de debite mari.

19. Uzura suprafeţelor de încălzire provocată de cenuşa volantă.

În primul capitol se menţionează construcţiile moderne existente şi proiectate de cazane din U.R.S.S. şi din străinătate, tipul cazanelor şi parametrii acestora. Se menţionează cazanul de 1900 t/h la presiunea de 255 ata şi 585°C. Se arată de asemenea, că se efectuează cercetări în domeniul presiunilor de 400—500 ata şi temperatura de 700°C.

În al doilea capitol se prezintă schema termică a cazanului de abur TP — 90 (530 t/h, 140/31 ata şi 570/570°C) şi a cazanului cu străbatere forţată PK—34—84 SP (640 t/h, 140/2~ ata şi 570/570°C) făcîndu-se o analiză tehnico-economică a diverselor părţi componente ale schemei termice. În acelaşi capitol se face o analiză tehnico-economică a temperaturii de preîncălzire a aerului arătîndu-se că în U.R.S.S. s-a adoptat pentru cărbuni 380—420°C, iar pentru păcură şi gaze 200—300°C. Se menţionează cercetările făcute în străinătate cu temperaturi de 500 şi 600°C. Se face o discuţie asupra regimului de vaporizare în cazanele cu străbatere forţată.

În capitolul al treilea se prezintă schema termică a blocului de 200 MW cu cazan cu tambur TP—100 şi turbina K—200—130 şi schema de automatizarea pornirii blocului cu cazan cu tambur. Se prezintă, de asemenea, schema blocului de 200 MW cu cazan cu străbatere forţată PK—34—84 SP cu turbina K—200—130 şi a blocului de 300 MW cu cazan cu străbatere forţată PK—39 (950 t/h, 255 ata, 585/570°C) şi turbină K—300—240. Se accentuează asupra legăturii între elementele blocului. În capitolul IV se prezintă tipurile constructive ale cazanelor după circulaţia gazelor de ardere (tipul П, tipul U, tipul T, tipul Ш, turn şi tipul cu 3 drumuri) făcîndu-se o analiză tehnico-economică a folosirii acestora în cadrul cazanelor de debite mari pe baza unor indici caracteristici ca Q/L_f (încărcarea termică specifică a frontului focarului) V_c/P volumul specific pe MW putere a blocului) N/L_f (puterea electrică specifică a frontului focarului, F_c/p (suprafaţa specifică ocupată de cazan pe MW putere a blocului) Gc/N (greutatea specifică a metalului pe MW putere a blocului). În acelaşi capitol se face o analiză tehnico-economică a folosirii schemei bloc cu un cazan sau două cazane pe grup şi importanţa folosirii unificării elementelor blocului asupra securităţii şi economicităţii exploatării. Se arată, de asemenea, caracteristicile cazanelor montate în aer liber sau în centrale semiacoperite precum şi a elementelor fabricate ale cazanelor.

În capitolul V, se prezintă caracteristicile constructive principale ale cazanelor de debite mari (dimensiunile tamburului, suprafeţele de încălzire, randamente, pierderi de căldură, temperaturi în focar şi la coş etc.).

Se prezintă, de asemenea, secţiunile principale prin cazanele moderne de debite mari insistîndu-se asupra cazanelor cu focare ciclon şi evacuare lichidă a zgurii.

Se menţionează cazanele cu focare duble şi cazanele cu străbatere forţată.

În capitolul VI se arată calculul cantităţii aerului necesar arderii şi gazelor de ardere acordîndu-se atenţie deosebită calculului în cazul arderii simultane a doi combustibili.

În capitolul VII se prezintă calculul bilanţului termic al cazanului menţionîndu-se totodată randamentele ridicate de 90—95% ale cazanelor de debite foarte mari din străinătate.

În acelaşi capitol se prezintă metodica de calcul a bilanţului termic al suprafeţelor de încălzire.

În capitolul VIII se prezintă diversele tipuri de scheme de pregătirea prafului de cărbune insistîndu-se asupra calculului morilor cu bile şi a morilor cu ciocane. Lucrarea nu menţionează calculul morilor ventilator, construcţii noi de mori cu mari perspective de dezvoltare viitoare în tehnica arderii cărbunilor tineri. Sperăm că într-o ediţie viitoare lucrarea va fi completată şi în această direcţie.

În capitolul IX se prezintă calculul uscării combustibilului solid în turnul de uscare şi în timpul măcinării sale în mori determinîndu-se cantitatea şi temperatura agentului de

uscare pentru morile cu bile și morile cu ciocane. Se prezintă caracteristicile ventilatoarelor morilor.

În capitolul X se prezintă calculul focarului pentru cazanele de debite mari prezentîndu-se tipurile principale de arzătoare de praf de cărbune și de gaze naturale folosite la aceste cazane. Se dă metodica de calcul arzătoarelor și se prezintă date constructive asupra arzătoarelor. O atenție deosebită se acordă calculului focarelor ciclon și cu evacuare lichidă a zgurii și calculul schimbului de căldură în focar.

În capitolul XI se prezintă calculul coeficientului de schimb de căldură și a scăderii de temperatură pe traseul gazelor de ardere în diverse ipoteze de funcționare ale focarelor și a amplasării suprafețelor de încălzire. Conducerea calculului se recomandă a se face grafo—analitic indicîndu-se procedeele de calcul cele mai moderne și diagramele experimentale cele mai noi.

În capitolul XII se prezintă calculul termic al supraîncălzitorului și supraîncălzitorului intermediar funcționînd în regim de convecție și semiradiație indicîndu-se totodată tipurile constructive utilizate.

Se prezintă, de asemenea, calculul și construcția economizorului și preîncălzitorului de aer din țevi. Se menționează preîncălzitorul de aer tip Lyungstrom.

În capitolul XIII se prezintă calculul și construcția cazanelor de debite mari. cu indicarea zonelor în care trebuie folosite materiale speciale. Se dau caracteristicile termice ale diverselor materiale izolante folosite la înzidirea cazanelor de debite mari. Se indică metodica de calcul a pierderilor de căldură prin zidăria cazanelor.

În capitolul XIV se prezintă calculul pierderilor de presiune pe traseul gazelor de ardere prin metoda grafo-analitică. Se dau caracteristicile exhaustoarelor de gaze de ardere în condițiile pierderilor de presiune ale diverselor regimuri de funcționare ale cazanelor.

În capitolul XV se acordă o mare atenție calculului hidraulic al cazanului prin metodele cele mai moderne grafo-analitice. Se insistă în mod aspecial asupra schemelor de circulație a cazanelor cu tambur de tipul П și *T* dîndu-se recomandări asupra schemelor de aplicat pentru asigurarea optimă a circulației. Se indică metodica de calcul a contorului de circulație și a neuniformității hidraulice.

În capitolul XVI se prezintă regimul apei în tambur și diversele tipuri constructive de separatoare din tamburul cazanelor de înaltă presiune. Se menționează separatorul ciclon și construcția separatoarelor TP-80, TP-90 și TP-100.

Se prezintă schema calculului instalației de separare în 3 trepte arătîndu-se regimul cel mai indicat al apei pentru cazanele cu tambur de înaltă presiune.

În capitolul XVII se prezintă calculul de rezistență al elementelor cazanului. O atenție deosebită se acordă calculului tamburului și colectoarelor. Se prezintă metodica de calcul a temperaturii peretelui diverselor elemente ale cazanului și alegerea oțelurilor corespunzătoare diverselor solicitări termice. Se precizează solicitările admisibile în diverse oțeluri funcție de temperatură în domeniul 550—700°C.

În capitolul XVIII se prezintă condițiile pe care trebuie să le îndeplinească scheletul metalic al cazanelor de mare putere. Se menționează scheletul cazanelor de 420 t/h, de 640 t/h și de 950 t/h. Se dau indicații asupra calculului fundației cazanului. Se dau greutățile scheletului metalic necesar diverselor elemente ale cazanului PK—33—83 SP pentru blocul de 200 MW.

În ultimul capitol se prezintă condițiile apariției uzurii suprafețelor de încălzire din cauza efectului eroziv al cenușii volante.

Este indicată metodica de calculul uzurii funcţie de aşezarea ţevilor, de calitatea combustibilului şi de viteza gazelor de ardere.

În ansamblu, cartea prezintă cele mai importante probleme care intervin în calculul şi construcţia cazanelor de debite mari şi pune la îndemîna specialiştilor datele necesare proectării acestor agregate.

Cartea este scrisă la un nivel tehnico-ştiinţific ridicat, într-o formă sobră şi accesibilă. Figurile şi tabelele cu date numerice abundente, uşurează urmărirea lucrării şi aplicarea metodicelor de calcul prezentate.

N. Pănoiu

F 923

ACADEMIA REPUBLICII POPULARE ROMÎNE
INSTITUTUL DE ENERGETICĂ

STUDII ŞI CERCETĂRI DE ENERGETICĂ

Tomul XI 1961

INDEX ALFABETIC

ENERGETICĂ GENERALĂ

	Nr.	Pag
ELEFTERESCU M., KOVÁCS ŞT., NAGY CS. şi DUMITRESCU A., Unele probleme privind întocmirea bilanţului energetic general	3	421
GUŢU CONSTANTIN, Asupra condiţiilor generale ale repartiţiei sarcinilor între centrale corespunzătoare pierderilor minime în reţelele electrice	1	9
GUŢU CONSTANTIN, Determinarea rezervei de putere în sisteme interconectate ideal	2	227
GUŢU C-TIN, PETCU MIHAI şi SOCI ANTOANETA, Determinarea daunelor provocate de întreruperea alimentării cu energie electrică	4	613

TERMOENERGETICĂ ŞI TERMOTEHNICĂ

ANTONESCU NICOLAE şi colaboratori, Asupra unor procese tranzitorii ce influenţează alegerea inerţiei termice a cazanelor industriale	1	49
ANTONESCU N., Eficienţa ecranelor intermediare la cazane mari de radiaţie cu combustibil gazos	3	447
BĂRĂNESCU G., O metodă de calcul a procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului la motoarele în doi timpi cu baleiaj în echicurent	1	55
BĂRĂNESCU GEORGE, Unele probleme ale calculului scurgerii în regim variabil a gazelor de compoziţie variabilă	2	283
BĂRĂNESCU G., Calculul procesului de supraalimentare prin turbocompresor la motoarele cu ardere internă în patru timpi	3	487
GHIA V. V. şi L. COSTEA, Cercetări experimentale asupra aplicării răcirii prin evaporare la cuptoare	2	241
GHIA VICTOR V. şi GRECOV DAMIAN G., Schimbarea combustibilului gazos la cuptoarele metalurgice	4	639
GRECOV D. şi HAIDUC C., Calculul temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare în schemele cu dublu circuit ale centralelor atomoelectrice	4	627
GRECOV D., Studiu asupra determinării temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare în centrale termoelectrice moderne	2	261
GRECOV D., HAIDUC C. şi SOCI A., Determinarea temperaturii optime a agentului de răcire la intrare în reactorul nuclear energetic	3	455
PIMSNER VICTOR, Contribuţie asupra unei metode de mărire a forţei de tracţiune a motorului turboreactor	1	63
PIMSNER V. şi CSERVENY I., Unele probleme ale uscării gazului metan în vederea transportului	3	431

	Nr.	Pag.
PIMSNER V., VASILESCU C. A. şi SPAHIU I., Studiul influenţei naturii chimice a combustibililor asupra procesului de ardere din turbomotoare	3	469
RUCKENSTEIN E., Structura stratului şi mecanismul transferului de căldură sau de masă în cazul stratului fluidizat	1	23
SPAHIU I. şi CSERVENY I., Studiul unor parametri funcţionali ai turbionatorului frigorific	4	653
SPAHIU I. şi CSERVENY I., Influenţa unor parametri constructivi asupra funcţionării turbionatorului frigorific	3	505
VASILESCU C. A., VASILIU GH. şi ŞTEFAN I., Influenţa raportului de compresiune şi a avansului la declanşare a scînteii electrice asupra economicităţii motorului cu aprindere prin scînteie	2	291

TEHNOLOGIA COMBUSTIBILILOR

BLUM I., NISTOR N., MANDEL H. şi IONESCU C., Cercetări privind folosirea raţională a huilelor de gaz Lupeni, Uricani şi Vulcan pentru obţinerea cocsului metalurgic. III. Cercetări în faza pilot privind studiul influenţei granulaţiei cărbunilor asupra calităţii cocsului	1	83
BLUM I., MIHAIL M., BERCOVICI B., BOLGHI FR. şi BĂDĂRĂU AL, Consideraţii privind gazificarea sub presiune a cărbunilor cu referire la ligniţii din R.P.R.	2	303
BLUM I. şi CÎNDEA V., Desulfurarea cărbunilor la temperaturi joase cu agent desulfurant gazos. Nota I. Încercări de desulfurare a unor cărbuni din Valea Jiului în strat prin metoda oxidării	2	325
BLUM I. şi NISTOR I., Cocs-brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. III. Tehnologia	2	345
BLUM I., NISTOR I. şi IONESCU C., Cocs brichete din cărbuni neaglutinanţi sau slab aglutinanţi prin tratament termochimic. IV. Variaţia rezistenţei mecanice a cocsului brichete în funcţie de tipul şi procentul de liant	4	675
BLUM I. şi NISTOR I., Relaţii între procesul de cocsificare şi structura fizico-chimică a huilelor (I)	4	687

ELECTROENERGETICĂ ŞI ELECTROTEHNICĂ

ANTONIU ION S. şi STĂNCIULESCU FLORIN, Corelaţia între fenomenele deformante şi neliniaritatea circuitelor electrice	4	701
APETREI C., Precizări asupra încălzirii şi răcirii turbogeneratoarelor de mare putere	4	717
ARIE ECATERINA, Caracteristici nodale ale unui sistem electroenergetic şi metode pentru determinarea lor experimentală. I. Caracteristici nodale de putere ale sistemelor electroenergetice interconectate radial în regim staţionar	1	143
BĂLĂ C., Cu privire la impedanţa de pendulare a maşinii sincrone	3	585
BĂRGĂOANU M., Cu privire la reactanţa de scăpări diferenţiale la maşinile sincrone	3	551
DRĂGAN G., POPA B. şi ADĂMUŢ I., Cercetările experimentale privind determinarea tensiunilor de conturnare a lanţurilor de izolatoare IC_4	2	355
FRANSUA AL., O metodică de proiectare a servomotorului bifazat cu rotorul în formă de pahar	1	123
FRANSUA AL., Studii privind instalaţiile de comandă a motoarelor asincrone de acţionare a troliului de foraj	2	377
IONESCU S. şi POMÎRLEANU M., Introducerea efectelor reglajului automat în calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice	1	181

	Nr.	Pag.
IONESCU SEBASTIAN şi POMÎRLEANU MARIUS, Rezultate obţinute cu maşina electronică cifrică CIFA-2 la calculul regimurilor dinamice ale sistemelor electroenergetice luînd în considerare intervenţia regulatoarelor automate	3	533
MANEA F., Stabilitatea dinamică a sistemelor electroenergetice. Influenţa forţării excitaţiei şi admisiei	3	505
MARINESCU M., „Histereza electromecanică" — un nou proces de transformare a energiei electrice în lucru mecanic şi aplicaţia la realizarea de noi tipuri de maşini electrice	4	731
POPA B. şi ADĂMUŢ I., Analiza comportării liniilor de înaltă tensiune la supratensiuni atmosferice	4	747
RĂDULEŢ REMUS şi IFRIM ALFONS, Contribuţii la teoria frînelor de inducţie (electromagnetice) cu disc neferomagnetic	1	99
NOTE		
ARIE E., Precizări privind introducerea cheltuielilor pentru baza energetică în calculul eficacităţii economice a investiţiilor	3	581
MARINESCU M., Motorul electromagnetic cu mişcare alternativă	1	203
NĂSTASE MIRCEA, Cercetări experimentale asupra influenţei injecţiei unui combustibil în ţevăria de admisie a unui motor cu aprindere prin compresiune cu cameră de turbulenţă	2	401
PĂNOIU N. şi CAZACU C., Contribuţii la studiul arderii ligniţilor din R.P.R. în strat fluidizat	4	763
TEODORESCU L., Unele aspecte privind procesul de ardere a gazului petrolier lichefiat în motoarele cu aprindere prin scînteie	3	587
DIN ACTIVITATEA INSTITUTULUI DE ENERGETICĂ		
Din activitatea Institutului de energetică pe anul 1960	1	217
Noi instalaţii experimentale necesare cercetărilor, construite în 1960	2	407
Sesiunea cercului ASIT al Institutului de energetică al Academiei R.P.R. în cinstea aniversării a 40 de ani de la înfiinţarea Partidului Comunist Romîn	3	602
Aplicarea rezultatelor cercetărilor	3	597
Sesiunea ştiinţifică a Institutului de energetică din 24—26 februarie 1961	3	598
RECENZII		
Recenzii	1	211
Recenzii	4	771

F 923

MŰSZAKI KÖNYVTÁR 1883

АКАДЕМИЯ РУМЫНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ИНСТИТУТ ЭНЕРГЕТИКИ

ТРУДЫ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЭНЕРГЕТИКЕ

Том XI 1961

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

ОБЩАЯ ЭНЕРГЕТИКА

	№	Стр.
ГУЦУ КОНСТАНТИН, Общие условия распределения нагрузок между электрическими станциями, соответствующие минимальным потерям в электрических сетях	1	15
ГУЦУ КОНСТАНТИН, Определение резервной мощности в идеально взаимосвязанных системах	2	227
ГУЦУ КОНСТАНТИН, ПЕТКУ МИХАЙ и СОЧЬ АНТОАНЕТА, Определение ущербов, вызываемых перерывом в снабжении электроэнергией	4	613
ЕЛЕФТЕРЕСКУ М., КОВАЧ Ш., НАГИ Ч. и ДУМИТРЕСКУ А., Некоторые задачи общего энергетического баланса	3	421

ТЕРМОЭНЕРГЕТИКА И ТЕРМОТЕХНИКА

АНТОНЕСКУ НИКОЛАЕ и сотрудники, О переходных процессах, влияющих на выбор тепловой инерции паровых котлов промышленного назначения	1	49
АНТОНЕСКУ Н., Эффективность промежуточных экранов больших котлов излучения с газообразным топливом	3	447
БЭРЭНЕСКУ Д., Метод расчета процесса изменения наполнения рабочей смесью двухтактных двигателей с прямоточной продувкой	1	55
БЭРЭНЕСКУ ДЖЕОРДЖЕ, Некоторые вопросы расчета истечения газов изменяющегося состава в переменном режиме	3	283
БЭРЭНЕСКУ Д., Расчет процесса сверхпитания через турбо-компрессор четырехтактных двигателей внутреннего сгорания	3	487
ВАСИЛЕСКУ К. А., ВАСИЛИУ Г. и ШТЕФАН И., Влияние степени сжатия и опережения зажигания на экономичность двигателя внутреннего сгорания с электроискровым зажиганием	2	291
ГИЯ В. В. и КОСТЯ Л., Опытные исследования испарительного охлаждения печей	2	241
ГИЯ ВИКТОР В. и ГРЕКОВ ДАМИАН К., Замена газообразного топлива в металлургических печах	4	639
ГРЕКОВ Д., Исследование об установлении конечной температуры подогрева питающей воды на современной теплоэлектростанции	2	61
ГРЕКОВ Д., ХАЙДУК К. и СОЧИ А., Определение оптимальной температуры охлаждающего вещества при входе в энергетический ядерный реактор	3	455

	№	Стр.
ГРЕКОВ Д. и ХАЙДУК К., Расчет температуры подогрева питательной воды в схемах с двойной циркуляцией атомно-электрических станций	4	627
ПИМСНЕР В., Метод увеличения реактивной силы турбореактивного двигателя	1	63
ПИМСНЕР В. и ЧЕРВЕНИ И., Некоторые задачи сушки природного газа ввиду его транспортирования	3	431
ПИМСНЕР В., ВАСИЛЕСКУ К. А. и СПАХИУ И., Исследование влияния химического характера топлива на процессы горения в турбодвигателях	3	469
РУКЕНШТЕЙН Е., Структура слоя и механизм переноса тепла или массы в случае кипящего слоя	1	23
СПАХИУ И. и ЧЕРВЕНИ И., Влияние некоторых конструктивных параметров на работу вихревой холодильной трубы	3	505
СПАХИУ И. и ЧЕРВЕНИ И., Исследование некоторых функциональных параметров охлаждающего завихрителя	4	653
ТЕХНОЛОГИЯ ТОПЛИВА		
БЛЮМ И., НИСТОР И., МАНДЕЛЬ Х. и ИОНЕСКУ К., Исследования рационального использования каменного угля „Лупень", „Урикань" и „Вулкан" для получения металлургического кокса. III. Исследования в фазе-пилот в целях изучения влияния грануляции угля на качество кокса	1	83
БЛЮМ И., МИХАИЛ М., БЕРКОВИЧ Б., БОЛКИ Ф. и БЭДЭРЭУ А., Соображения по газификации под давлением каменного угля-лигнита, добываемого в РНР	2	303
БЛЮМ И. и КЫНДЯ В., Обессеривание каменного угля при низких температурах с использованием газообразного обессеривающего агента. Сообщение I. Испытания обессеривания углей Валя Жиулуй в неподвижном слое путем окисления	2	325
БЛЮМ И. и НИСТОР М., Производство брикетного кокса путем термохимической обработки неспекающихся или слабоспекающихся сортов каменного угля. III. Технология	2	345
БЛЮМ И., НИСТОР И. и ИОНЕСКУ К., Коксовые брикеты из неспекающегося или слабоспекающегося угля, полученные путем термической обработки. IV. Изменение механического сопротивления кокса-брикета в зависимости от типа и процесса вяжущего вещества	4	675
БЛЮМ И. и НИСТОР И., Зависимость между процессом коксования и физико-химическим строением каменных углей (I)	4	687
ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА		
АНТОНИУ ИОН С. и СТЭНЧУЛЕСКУ ФЛОРИН, Соотношение между деформирующими явлениями и нелинейностью электрических контуров	4	701
АПЕТРЕЙ К., О нагреве и охлаждении мощных турбогенераторов	4	717
АРИЕ ЕКАТЕРИНА, Характеристика узла некоторой электроэнергетической системы и методы ее определения опытным путем. I. Узловые характеристики мощности электроэнергетических взаимосвязанных систем в стационарном режиме	1	143
БЭЛЭ К. В., О полном сопротивлении качания синхронной машины	3	585
БЭРГЭОАНУ М., Реактивность дифференциального рассеяния синхронных машин	3	551
ДРЭГАН Г., ПОПА Б. и АДЭМУЦ А., Опытные исследования по определению напряжений перекрытия гирляндовых изоляторов IC_4	2	355

	№	Стр.
ИОНЕСКУ С. и ПОМЫРЛЯНУ М., Введение эффекта автоматического регулирования в расчет динамических режимов электроэнергетических систем	1	181
ИОНЕСКУ СЕБАСТИАН и ПОМЫРЛЯНУ МАРИУС, Результаты полученные с цифровой электронной машины CIFA 2 при расчете динамических режимов электроэнергетических систем с учетом действия автоматических регуляторов	3	533
МАНЯ Ф., Динамическая устойчивость электроэнергетических систем. Влияние форсирования возбуждения и впуска	3	505
МАРИНЕСКУ М., „Электромеханический гистерезис" — новый принцип преобразования электрической энергии в механическую работу и его применение при осуществлении новых электрических машин	4	731
ПОПА Б. и АДЭМУЦ И., Анализ поведения линий высокого напряжения при атмосферном перенапряжении	4	747
РЭДУЛЕЦ РЕМУС и ИФРИМ АЛЬФОНС, Вклад в теорию индукционных (электромагнитных) тормозов с неферромагнитным диском	1	99
ФРАНСУА А., Методика проектирования двухфазного серводвигателя с полым ротором	1	123
ФРАНСУА А., Изучение установок управления асинхронных двигателей для привода бурового станка	2	377
ЗАМЕТКИ		
АРИЕ Е., Уточнения, касающиеся производства расходов для энергетической базы в расчете экономической эффективности вложений	3	581
МАРИНЕСКУ М., Электромагнитный мотор попеременного движения	1	203
НЭСТАСЕ МИРЧА, Опытные исследования влияния впрыскивания горючего во всасывающий трубопровод (коллектор) двигателя с воспламенением от сжатия с вихревой камерой сгорания	2	401
ПЭНОЮ Н. и КАЗАКУ К., Новое в изучении горения лигнитов в РНР в разжиженном слое	4	763
ТЕОДОРЕСКУ Л., Некоторые аспекты процесса горения жидких нефтяных газов в моторах с искровым зажиганием	3	587
ИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ИНСТИТУТА ЭНЕРГЕТИКИ		
Из деятельности Института энергетики в 1960 г.	1	217
Новые экспериментальные установки, необходимые для исследований, созданные в 1960 г.	2	407
Сессия кружка АСИТ Института Энергетики Академии РНР в честь празднования 40 лет со дня образования Коммунистической партии Румынии	3	602
Применение результатов исследований	3	587
Научная сессия Института энергетики от 24 — 26 февраля 1961 года	3	598
РЕЦЕНЗИИ		
Рецензии	1	211
Рецензии	4	771

F 923

ACADÉMIE DE LA RÉPUBLIQUE POPULAIRE ROUMAINE
INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE

ÉTUDES ET RECHERCHES D'ÉNERGÉTIQUE

Tome XI 1961

INDEX ALPHABÉTIQUE

ÉNERGÉTIQUE GÉNÉRALE

	N°	Page
ELEFTERESCU M., KOVÁCS ST., NAGY CS. et DUMITRESCU A., Quelques problèmes concernant l'établissement du bilan énergétique général	3	421
GUŢU CONSTANTIN, Sur les conditions générales de la répartition des charges entre les centrales, correspondant aux pertes minima dans les réseaux électriques	1	15
GUŢU CONSTANTIN, Détermination de la réserve de puissance dans les systèmes idéalement interconnectés	2	227
GUŢU C-TIN, PETCU MIHAI et SOCI ANTOANETA, Détermination des dommages causés par les interruptions dans l'alimentation en énergie électrique	4	613

THERMOÉNERGÉTIQUE ET THERMOTECHNIQUE

ANTONESCU NICOLAE et collaborateurs, Sur quelques processus transitoires capables d'influencer le choix de l'inertie thermique des chaudières à vapeur industrielles	1	49
ANTONESCU N., Efficacité des écrans intermédiaires appliqués aux grandes chaudières à radiation, à combustible gazeux	3	447
BĂRĂNESCU G., Une méthode de calcul pour le processus du changement de la charge du cylindre dans les moteurs à deux temps à balayage à équicourant	1	55
BĂRĂNESCU GEORGE, Quelques problèmes soulevés par le calcul de l'écoulement, en régime variable, des gaz à composition variable	2	283
BĂRĂNESCU G., Calcul du processus de suralimentation par turbocompresseur des moteurs à combustion interne, à quatre temps	3	487
GHIA V. V. et COSTEA L., Recherches expérimentales sur l'application aux fours du refroidissement par un mélange d'eau et de vapeur	2	241
GHIA VICTOR V. et GRECOV DAMIAN G., Substitution des combustibles gazeux aux combustibles liquides dans les fours métallurgiques	4	639
GRECOV D. et HAIDUC C., Calcul de la température de réchauffage de l'eau d'alimentation dans les schémas à double circuit des réacteurs nucléaires de puissance	4	627
GRECOV D., Etude sur la détermination de la température finale de chauffage préalable de l'eau d'alimentation dans les centrales thermoélectriques modernes	2	261
GRECOV D., HAIDUC C. et SOCI A., Détermination de la température optimum de l'agent réfrigérant à son entrée dans un réacteur nucléaire de puissance	3	455

	N°	Page
PIMSNER VICTOR, Contribution à une méthode pour augmenter la force de traction du moteur turboréacteur	1	63
PIMSNER V. et CSERVENY I., Quelques problèmes soulevés par le séchage du gaz méthane en vue de son transport	3	431
PIMSNER V., VASILESCU C. A. et SPAHIU I., Etude de l'influence de la nature chimique des combustibles sur le processus de combustion dans les turbomoteurs	3	469
RUCKENSTEIN E., Structure de la couche et mécanisme du transfert de chaleur ou de masse, dans le cas d'une couche fluidisée	1	23
SPAHIU I. et CSERVENY I., Etude de quelques paramètres fonctionnels du tourbillonneur frigorifique	4	653
SPAHIU I. et CSERVENY I., Influence de quelques paramètres constructifs sur le fonctionnement du tourbillonneur frigorifique	3	505
VASILESCU C. A., VASILIU GH. et ŞTEFAN I., Influence du rapport de compression et de l'avance à l'éclatement de l'étincelle électrique sur l'économie du moteur à l'allumage par étincelle	2	291
TECHNOLOGIE DES COMBUSTIBLES		
BLUM I., NISTOR N., MANDEL H. et IONESCU C., Recherches sur l'emploi rationnel des houilles de gaz de Lupeni, Uricani et Vulcan pour obtenir du coke métallurgique. III. Recherches dans la phase pilote concernant l'étude de l'influence de la granulation des charbons sur la qualité du coke	1	83
BLUM I., MIHAIL M., BERCOVICI B., BOLGHI FR. et BĂDĂRĂU AL., Considérations sur la gazéification sous pression des charbons, se référant aux lignites roumains	2	303
BLUM I. et CÎNDEA V., Désulfuration des charbons aux basses températures par un agent désulfurant gazeux. Note I. Essais de désulfuration à couche fixe, par la méthode de l'oxydation, de certains charbons de la Vallée du Jiu	2	325
BLUM I. et NISTOR I., Briquettes de coke de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, obtenues par traitement thermochimique. III. Technologie	3	345
BLUM I., NISTOR I. et IONESCU C., Briquettes de coke de charbons non agglutinants ou faiblement agglutinants, obtenues par traitement thermochimique. IV. Variation de la résistance mécanique des briquettes de coke en fonction du type et du pourcentage de liant	4	675
BLUM I. et NISTOR I., Relations entre le processus de cokéfaction et la structure physico-chimique des houilles. I	4	687
ÉLECTROÉNERGÉTIQUE ET ÉLECTROTECHNIQUE		
ANTONIU ION S. et STĂNCIULESCU FLORIN, Corrélation entre les phénomènes déformants et la non-linéarité des circuits électriques	4	701
APETREI C., Observations sur le réchauffement et le refroidissement des turboalternateurs de grande puissance	4	717
ARIE ECATERINA, Caractéristiques nodales d'un système électro-énergétique et méthodes pour les déterminer expérimentalement. I. Caractéristiques nodales de puissance des systèmes électro-énergétiques radialement interconnectés, en régime stationnaire	1	143
BĂLĂ C. V., Sur l'impédance des oscillations pendulaires d'une machine synchrone	3	585
BĂRGĂOANU M., Réactance des fuites différentielles	3	551
DRĂGAN G., POPA B. et ADĂMUŢ I., Recherches expérimentales sur la détermination des tensions de contournement des chaînes d'isolateurs IC_4	2	355

	Nº	Page
FRANSUA AL., Une méthode pour l'élaboration des projets de servo-moteurs diphasés à rotor à cylindre creux	1	123
FRANSUA AL., Etude sur les installations de commande des moteurs asynchrones pour l'entraînement des treuils de forage	2	377
IONESCU SEBASTIAN et POMÎRLEANU MARIUS, Introduction des effets du réglage automatique dans le calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques	1	181
IONESCU SEBASTIAN et POMÎRLEANU MARIUS, Résultats fournis par la calculatrice électronique digitale CIFA-2 lors du calcul des régimes dynamiques des systèmes électro-énergétiques, compte tenu de l'intervention des régulateurs automatiques	3	533
MANEA F., Stabilité dynamique des systèmes électro-énergétiques. Influence de l'excitation et de l'admission forcées	3	505
MARINESCU M., « L'hystérésis électromécanique » — un nouveau principe de transformation de l'énergie électrique en travail et son application à la réalisation de nouvelles machines électriques	4	731
POPA B. et ADĂMUȚ I., Analyse du comportement aux surtensions atmosphériques des lignes à haute tension	4	747
RĂDULEȚ REMUS et IFRIM ALFONS, Contributions à la théorie des freins électromagnétiques à disque non ferromagnétique	1	99
NOTES		
ARIE E., Précisions sur l'introduction des dépenses pour la base énergétique dans le calcul de l'efficacité économique des investitions	3	581
MARINESCU M., Le moteur électromagnétique à mouvement alternatif	1	203
NĂSTASE MIRCEA, Recherches expérimentales sur l'influence de l'injection d'un combustible dans le tuyautage d'admission d'un moteur à allumage par compression, à chambre de turbulence	2	401
PĂNOIU N. et CAZACU C., Contributions à l'étude de la combustion des lignites roumains en couche fluidifiée	4	763
TEODORESCU L., Quelques aspects du processus de combustion du gaz pétrolier liquéfié dans les moteurs à allumage par étincelle	3	587
DE L'ACTIVITÉ DE L'INSTITUT D'ÉNERGÉTIQUE		
De l'activité de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R. pendant l'année 1960	1	217
Nouvelles installations expérimentales nécessaires aux recherches, construites pendant l'année 1960	2	407
Session du cercle ASIT (Association Scientifique des Ingénieurs et Techniciens) de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la République Populaire Roumaine à l'occasion de l'anniversaire de 40 années de la création du Parti Communiste Roumain	3	602
Application des résultats des recherches	3	597
Session scientifique de l'Institut d'Energétique de l'Académie de la R.P.R. (24—26 février 1961)	3	598
COMPTES RENDUS		
Comptes rendus	1	211
Comptes rendus	4	771

Pentru a vă asigura o colecție completă și primirea la timp a revistei, reînnoiți abonamentul dv. pentru anul 1962.

ABONAMENTELE SE FAC LA OFICIILE POȘTALE, AGENȚIILE POȘTALE, FACTORII POȘTALI ȘI DIFUZORII VOLUNTARI DIN ÎNTREPRINDERI ȘI INSTITUȚII

LUCRĂRI APĂRUTE ÎN EDITURA ACADEMIEI R.P.R.

C. I. BUDEANU, **Sistemul practic general de mărimi şi unităţi**, 140 p., 8,70 lei

GH. CARTIANU, **Modulaţia de frecvenţă**, 451 p. + 5 pl., 31 lei

G. BĂRĂNESCU, **Calculul proceselor de ardere**, 394 p. + 1 mapă cu 21 pl., 40,40 lei

P. DIMO, E. ARIE, F. MANEA, S. IONESCU, P. NICOLAE, **Tratarea neutrului reţelelor de înaltă tensiune pentru evitarea supratensiunilor prelungite**, 219 p. + 1 pl., 9,85 lei

DRAGOŞ VAIDA, **Utilizări ale calculatoarelor electronice de la Institutul de fizică atomică**, 76 p., 3,15 lei

C. PENESCU, **Automatica şi telemecanica sistemelor energetice, vol. I**, 787 p. + 15 pl., 52,50 lei; **vol. II**, 576 p. + 14 pl., 35,70 lei; **vol. III**, 417 p. + 9 pl., 30,20 lei

*** **Probleme de automatizare, I, A doua consfătuire asupra automatizărilor industriale din R.P.R. (5—8 iunie 1957)**, 345 p. + 3 pl., 15 lei; **II, Folosirea maşinilor electronice de calcul în industrie şi economie. Extrase din lucrările prezentate la consfătuirea asupra maşinilor electronice de calcul (ianuarie 1960)**, 171 p., 8,55 lei; **III, Sesiunea asupra problemelor teoretice şi practice privitoare la automatizările industriale (13 octombrie 1960)**, 188 p., 8,80 lei

CHRISTOFOR VAZACA, **Analiza şi sinteza sistemelor automate liniare**, 761 p. + 17 pl., 44,10 lei

Din

STUDII ŞI CERCETĂRI DE [illegible]TICĂ

au apărut:

anul I, 1951, 4 n-re (2 n-re duble: nr. 1—5, 5 lei nr. 3—4, 4 lei);
anul II, 1952 (6 lei);
anul III, 1953 (8 lei);
anul IV, 1954 (5 lei);
anul V, 1955, 4 n-re (2 n-re duble a 5 lei);
anul VI, 1956, 4 n-re (nr. 1—2 dublu, 10 lei; nr. 3 şi 4 a 5 lei);
anul VII, 1957, 4 n-re (a 5 lei);
anul VIII, 1958, 4 n-re (a 6 lei);
anul IX, 1959, 4 n-re (a 7 lei);
anul X, 1960, 4 n-re (a 7 lei);
anul XI, 1961, primele 3 n-re (a 7 lei).

Numerele curente se găsesc de vînzare la

LIBRĂRIA ACADEMIEI R.P.R.

Bucureşti, Calea Victoriei nr. 27, sau la orice librărie ştiinţifică din ţară.

Se pot comanda şi prin poştă la secţia „Cartea prin poştă" de pe lîngă Librăria Academiei R.P.R., sau la librăria

„CARTEA PRIN POŞTĂ"

Bucureşti, str. Biserica Enei nr. 16, raionul I. V. Stalin

I.P. 2 – c. 4688

Lei 7.—